

VŠB – Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Vrtací zařízení

Drilling Carriage



Student:

Bc. Jaroslav Opěla

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaroslav Opěla**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Vrtací zařízení
Drilling Carriage**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce, jejímž cílem je optimalizace vrtacího zařízení, sloužícího jako jedno z přídavných zařízení k univerzálnímu stroji typu PSU, proveďte stručnou rešerši a analýzu problému. Navrhněte a pevnostně zkontrolujte technické řešení mechanického uzlu: vrtací zařízení x univerzální stroj pod názvem „rychloupínák“. Konstrukci vrtacího zařízení navrhněte pro horizontální i vertikální použití (vrtání). Proveďte potřebné kinematické a pevnostní analýzy a konstrukční řešení podložte technickou dokumentací. Konkrétní technické a provozní parametry určí zadavatel – fa Ferrit s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:


JURMAN, J. *Vrtací a nakládací stroje*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1984, 296 s.
ŠEFL, Z. – ŠEFLOVÁ, A. *Razicí stroje a komplexy I: (vrtací stroje a zařízení)*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1992, 199 s. ISBN 80-7078-173-4.
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 9.5. 2018

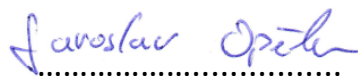
..... Jaroslav Opřel

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- ✓ jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- ✓ beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- ✓ souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- ✓ Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- ✓ bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- ✓ bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ✓ beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 9.5. 2018

.....


podpis autora práce

Bc. Jaroslav Opěla

Palkovice 73

73941 Palkovice

Anotace

OPĚLA, J. *Vrtací zařízení – diplomová práce*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 74 s. Vedoucí práce: FRIES, J.

Diplomová práce se zabývá optimalizací vrtacího zařízení. V úvodu práce je popis vrtacího stroje a uvedení do tématu. Další část je zaměřena na analýzu problému obsahující prvky výměnných systémů univerzálních strojů. V konstrukční části je proveden silový rozbor celého stroje a jsou zkontrolovány důležité části. V závěru práce je pomocí MKP analýzy odzkoušen rychloupínač a zhodnoceny výsledky analýzy. Technická dokumentace konstrukčního řešení je obsažena v příloze.

Annotation

OPĚLA, J. *Drilling Carriage - diploma thesis*. OSTRAVA: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2018, 74 p. Thesis head: FRIES, J.

Optimization of drilling equipment is solved in this diploma thesis. The introduction contains description of drilling carriage and introduction to the topic. The next part is focused on analysis of solved problem containing the elements of exchange system the universal machine. Power analysis of the whole machine is in a design part and important parts are checked. The FEM analysis of quick-change part is in the end of thesis, which comprises results of this analysis. Technical documentation design solution is contained in the annex.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ	7
1 Úvod	10
2 Rešerše	12
2.1 Univerzální stroje	12
2.1.1 Rychloupínací zařízení	13
2.1.2 Bezpečnost	15
2.1.3 Hydraulické rychlospojky	16
2.2 Naklápěcí rotátor	18
3 Analýza problému	19
3.1 Vrtné schéma	19
3.2 Polohování vrtacího stroje	20
3.3 Zatížení	22
4 Konstrukční řešení	24
4.1 Vrtací lafeta	25
4.1.1 Silový rozbor vrtací lafety	26
4.2 Výklopná část	30
4.2.1 Silový rozbor výklopné části	30
4.2.2 Pevnostní kontrola hlavního čepu „A“	35
4.2.3 Kontrola kluzných pouzder čepu „A“	37
4.3 Rotační část	38
4.4.1 Silový rozbor rotační části	38
4.4.2 Volba ložiskové otoče	41
4.4.3 Kontrola svaru příruby	42
4.4 Vychylovací část	43
4.5.1 Silový rozbor vychylovací části	44
4.5.2 Pevnostní kontrola čepu „B“	48
4.5.3 Pevnostní kontrola kluzných pouzder čepu „B“	50
4.5 Rychloupínač	50
4.6.1 Silový rozbor rychloupínače	51
4.6.2 Pevnostní kontrola připojovacích čepů	53
4.6.3 Kontrola rychloupínače na otláčení	54
4.6 Přímočaré hydromotory	55
5 Pevnostní analýza	57
6 Závěr	62
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	63
SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	65
SEZNAM PŘÍLOH	67
PŘÍLOHY:	69

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

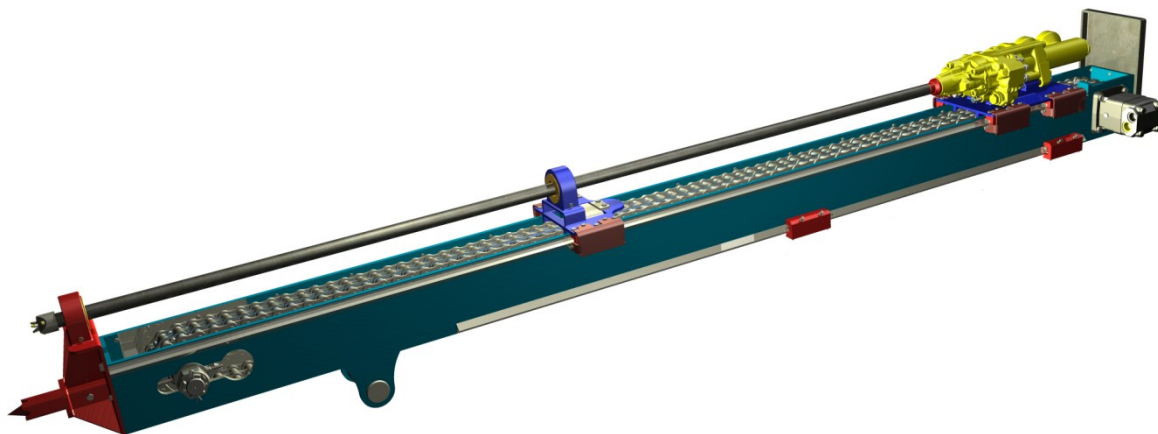
Značka	název	jednotka
A_x	Reakce výklopné části	[N]
A_y	Reakce výklopné části	[N]
A_z	Reakce výklopné části	[N]
B_x	Reakce vychylovací části	[N]
B_y	Reakce vychylovací části	[N]
B_z	Reakce vychylovací části	[N]
D	D'alembertova síla	[N]
D	Průměr válce	[mm]
D_1	Reakce vrtací lafety	[N]
D_2	Reakce vrtací lafety	[N]
D_3	Reakce vrtací lafety	[N]
D_4	Reakce vrtací lafety	[N]
F	Síla	[N]
F_k	Přítlačná síla kladiva	[N]
F_{Uk}	Ukotvovací síla	[N]
F_{vych}	Síla vychýlení	[N]
F_{vyk}	Síla vyklopení	[N]
F_{vys}	Síla výsunu	[N]
G	Tíha	[N]
G_H	Tíha v horizontálním směru	[N]
G_V	Tíha ve vertikálním směru	[N]
L	Výsun vrtací lafety	[mm]
L_x	Reakce rotační části	[N]
L_y	Reakce rotační části	[N]
L_z	Reakce rotační části	[N]
$M_{\check{c}}$	Moment čepového tření	[N · mm]
M_k	Moment kladiva	[N · m]
M_x	Moment	[N · mm]
M_y	Moment	[N · mm]
Q	Průtok	[m ³ · s ⁻¹]
Q_H	Síla spojitého zatížení horního čepu	[N]
Q_S	Síla spojitého zatížení spodního čepu	[N]
R	Velký poloměr axiálního pouzdra	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]

R_{xp}	Pravá reakce hlavního čepu „A“	[N]
R_{xL}	Levá reakce hlavního čepu „A“	[N]
R_{yp}	Pravá reakce hlavního čepu „A“	[N]
R_{yL}	Levá reakce hlavního čepu „A“	[N]
S	Činná plocha válce	[mm ²]
S	Plocha nebezpečného průřezu	[mm ²]
S_1	Reakce vrtací lafety	[N]
S_2	Činná plocha válce	[N]
S_{SV}	Nosná plocha svaru	[mm ²]
S_{skut}	Skutečná plocha	[mm ²]
U_{Hy}	Reakce v horním čepu rychloupínače	[N]
U_{Hx}	Reakce v horním čepu rychloupínače	[N]
U_{Hz}	Reakce v horním čepu rychloupínače	[N]
U_{Sy}	Reakce ve spodním čepu rychloupínače	[N]
U_{Sx}	Reakce ve spodním čepu rychloupínače	[N]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
a	Charakteristický rozměr svaru	[mm]
a	Zrychlení	[m · s ⁻²]
d	Průměr	[mm]
d_{ξ}	Průměr čepu	[mm]
f	Součinitel tření	[–]
g	Tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
h	Zdvih	[mm]
k	Součinitel bezpečnosti	[–]
$k_{ }$	Bezpečnost rovnoběžného zatížení	[–]
k_{\perp}	Bezpečnost kolmého zatížení	[–]
k_s	Statická bezpečnost	[–]
l_p	Délka pouzdra	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
m_{rot}	Hmotnost rotační části	[kg]
m_{vych}	Hmotnost vychylovací části	[kg]
m_{vyk}	Hmotnost výklopné části	[kg]
p	Směrný tlak	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
Δp_m	Pracovní tlak	[MPa]
p_{max}	Maximální tlak	[MPa]
$(p \cdot v)_D$	Dovolené oteplení	[MPa · m · s ⁻¹]

q	Spojité zatížení	$[N \cdot mm]$
r	Malý poloměr axiálního pouzdra	$[mm]$
v	Rychlost zdvihu	$[m \cdot s^{-1}]$
α	Úhel sklonu síly	$[^\circ]$
β	Součinitel korekce koutového svaru	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
σ_D	Dovolené napětí	$[MPa]$
σ_{red}	Redukované napětí	$[MPa]$
σ_o	Ohybové napětí	$[MPa]$
σ_o	Ohybové napětí	$[MPa]$
σ_{oH}	Ohybové napětí v horním čepu	$[MPa]$
σ_{oS}	Ohybové napětí ve spodním čepu	$[MPa]$
σ_p	Napětí v tlaku	$[MPa]$
τ_s	Smykové napětí	$[MPa]$
τ_{sH}	Smykové napětí v horním čepu	$[MPa]$
τ_{sS}	Smykové napětí ve spodním čepu	$[MPa]$
$\tau_{\perp}^{Mo_x}$	Smykové napětí od Mo_x	$[MPa]$
$\tau_{\perp}^{Mo_y}$	Smykové napětí od Mo_y	$[MPa]$
$\tau_{\perp}^{Mo_z}$	Smykové napětí od Mo_z	$[MPa]$
Mo_x	Moment sil ve směru x	$[N \cdot m]$
Mo_y	Moment sil ve směru y	$[N \cdot m]$
Mo_z	Moment sil ve směru z	$[N \cdot m]$
τ_{\perp}^y	Smykové napětí od sil ve směru y	$[MPa]$
τ_{\perp}^z	Smykové napětí od sil ve směru z	$[MPa]$
τ_{\parallel}^x	Smykové napětí od sil ve směru x	$[MPa]$

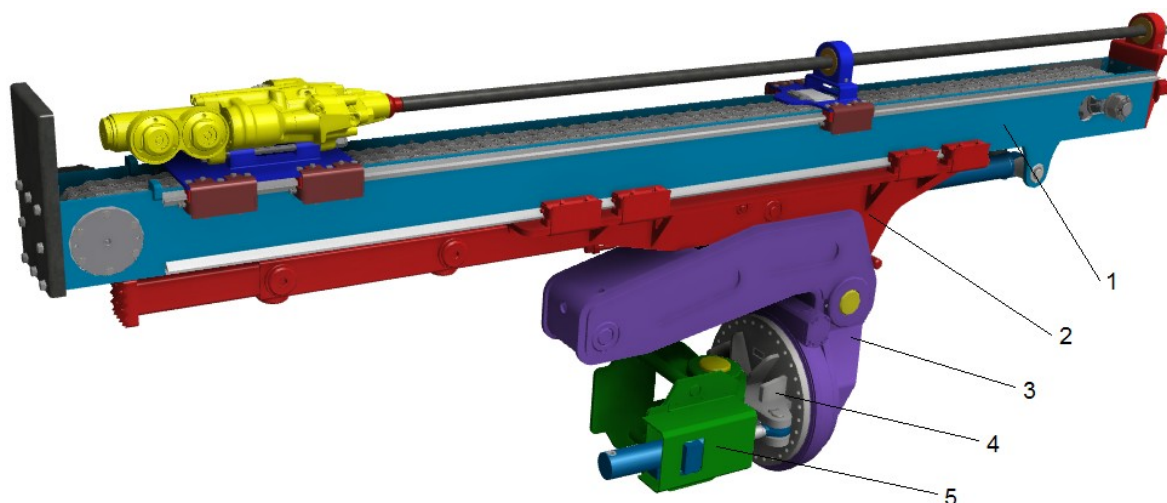
1 Úvod

V této diplomové práci se zabírám optimalizací vrtacího zařízení, sloužící jako jedno z přídatných zařízení k univerzálnímu pásovému stroji typu PSU (dále jen PSU). Tímto také navazuji na svou bakalářskou práci [1], kde byla navržena samotná vrtací lafeta (Obr. 1.1) jakožto koncová část vrtacího zařízení. Nyní je mým úkolem zpracovat technické řešení propojení vrtací lafety s PSU.



Obr. 1.1 Vrtací lafeta [1]

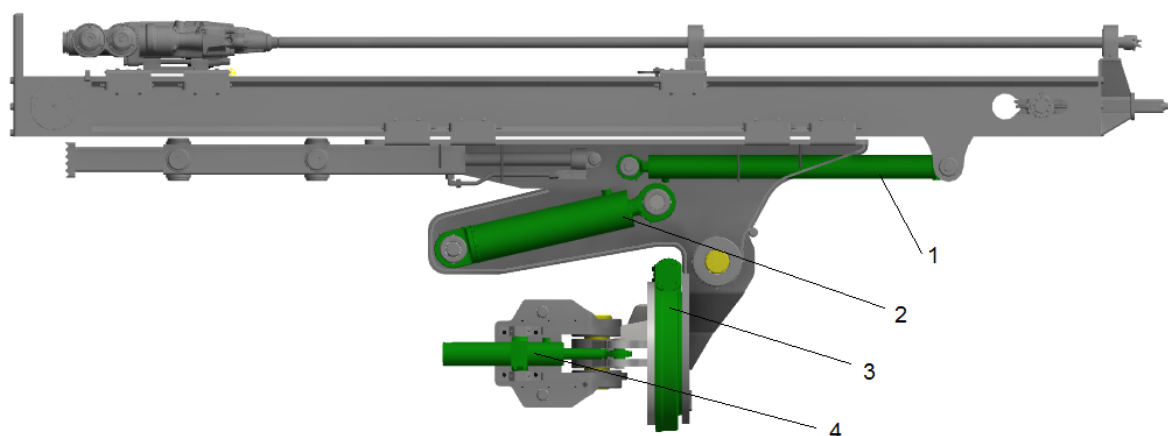
Toto vrtací zařízení (Obr. 1.2) je tedy koncovým nářadím víceúčelového stroje a jako takové musí splňovat veškeré atributy umožňující zejména jeho správnou funkci a bezproblémovou agregaci k PSU. Zařízení je zde tedy navrženo tak, aby umožňovalo práci z jednoho postavení stroje a to pro horizontální i vertikální použití (vrtání). Celé vrtací zařízení má pět hlavních částí, které plní určitou funkci a podle toho jsou i pojmenovány. Jak již bylo zmíněno, koncovou částí je vrtací lafeta a vstupní je tzv. rychloupínač. Respektive jeho zásuvná část, pomocí které se celé vrtací zařízení připojuje k PSU.



1 - Vrtací lafeta, 2 – Vyklápěcí část, 3 – Rotační část, 4 – Vychylovací část, 5 - Rychloupínač

Obr. 1.2 Vrtací zařízení [2]

Aby mohl stroj plnit práci i v tak náročném terénu jako je hlubinné dílo, je nutné maximalizovat obratnost stroje a jeho pole působení. Zařízení je proto vybaveno několika polohovacími hydromotory, které pohybuji s jednotlivými částmi do požadované polohy (Obr. 1.3). Vrtací lafeta je vůči PSU vysouvána směrem do vrtu, vyklápěna do svislé polohy a otáčena kolem horizontální i vertikální osy.



1 – Hydromotor výsunu, 2 – Hydromotor vyklopení, 3 – Ložisková otoč, 4 – Hydromotor vychýlení

Obr. 1.3 Polohovací hydromotory [2]

2 Rešerše

Uplatňované zásady při konstruování důlních strojů zapadají do obecného modelu konstruování technického systému. Konstrukční stadia a jejich dokumentace jsou podobné. Je nutné však konstatovat určité specifické odlišnosti. Důlní stroje jsou téměř vždy vyráběny kusově (např. 10 ks), běžné jsou originální řešení pro daného odběratele, jsou kladeny nároky na četné funkce a největší rozdíl je v samotném důlním prostředí.

Jde o velmi omezené prostorové podmínky v příčných i podélných průřezích. Extrémně jsou důlní stroje vystaveny nebezpečí důlních otřesů nadloží, výbuchům plynů, průvalům vod, průtržím uhlí a podobně. Běžně se musí počítat s extrémní prašností a vlhkostí [3].

Stroje jako takové lze rozdělit či klasifikovat podle mnoha kritérií a parametrů. Obecně lze říci, že dle vykonávané činnosti rozlišujeme stroje jednoúčelové a víceúčelové. Tato práce se zabývá přídavným zařízením jako výměnným pracovním nářadím a proto budou dále popisovány stroje s touto možností.

2.1 Univerzální stroje

Univerzální zařízení, respektive stroje umožňující záměnu pracovních orgánů, jsou v dnešní době stále častěji využívány. Obecně je zcela jistě hlavním důvodem ekonomické hledisko a to šetření nákladů na poháněcí jednotky i pracovní sílu. Typickým příkladem jsou zemní a stavební stroje. Výjimkou nejsou ani těžební stroje. V důlním průmyslu, zejména při hlubinném dobývání, jsou tyto stroje vyvíjeny pro zjednodušení strojového parku v komplexu. Na Obr. 2.1 je znázorněn typický víceúčelový důlní stroj, který po záměně náradí může nahradit hned několik jednoúčelových zařízení.

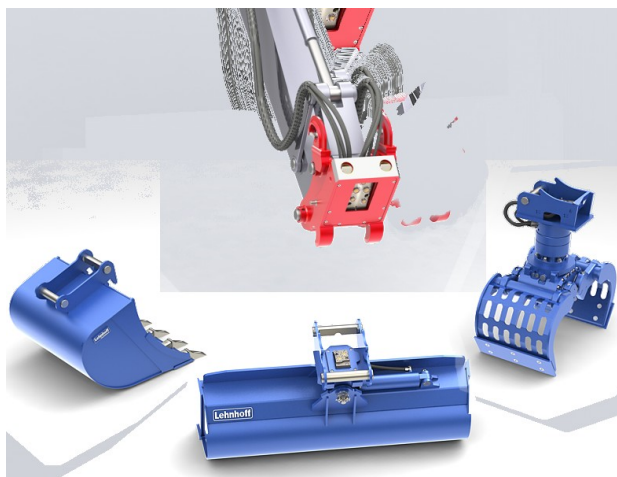


Obr. 2.1 Univerzální stroj na pásovém podvozku [4]

Není to tak dávno, co platilo nepsané pravidlo, že stroj který je určen více účelům většinou neplní ani jeden pořádně. To v dnešní době již neplatí. Maximálně využitá hmotnost nebo minimální nároky na servis a údržbu jsou běžným požadavkem u každého strojního zařízení. Určitým způsobem je ovlivněna také organizace práce a samotný časový průběh prací při nasazení univerzálních strojů. Díky rychlému vývoji a aplikaci automatických a řídicích členů jsou tyto ztráty dnes minimalizovány [5]. S univerzálními stroji se však pojí několik konstrukčních či provozních odlišností, které se u jednoúčelových strojů nevyskytují.

2.1.1 Rychloupínací zařízení

Hlavní odlišnosti můžeme hledat v konstrukci stroje. Jak již bylo zmíněno výše, stroj dělá univerzálním záměna pracovních prvků a uzlů, která by měla probíhat s minimálními úpravami a v co nejkratším časovém intervalu. Proto je každý takový stroj v dnešní době spjat s univerzálním připojovacím zařízením, jako jsou rychloupínače (Obr. 2.2) či rychlovýměnné rámy euronorm. Univerzálním strojem je pak leckterý zemní nebo třeba i zemědělský stroj.



Obr. 2.2 Rychloupínač Lehnhoff [6]

Rychlovýměnný rám euronorm (Obr. 2.3) se používá převážně u nakladačů traktorového typu. Rychloupínače jsou typické pro zemní stroje a jsou používány také u našeho důlního PSU. Proto budou popisovány dále.



Obr. 2.3 Rychlovýměnný rám [7]

Ačkoliv u nás stále ještě vidíme rypadla se lžícemi upevněnými k násadě přímo čepy (Obr. 2.4), čím dál častěji jsou tyto stroje vybavovány rychloupínači, ať již ručně nebo hydraulicky ovládanými. Tento moderní trend jednoznačně šetří čas a tím pádem i zlepšuje celkovou ekonomiku provozu rypadla. Bohužel jako u většiny technických zařízení začal každý výrobce vyvíjet svůj systém, a tak neexistuje jednotný standard. Ve výsledku tím trpí hlavně majitel stroje či strojník. Jedinou světlou výjimkou je tzv. severský standard, který bude zmíněn dále [6]. Celkově je na světě celá řada typů a provedení rychloupínačů. Proto se pokusím přiblížit alespoň ty nejpoužívanější systémy.



Obr. 2.4 Lžíce uchycená přímo na čepy [6]

Bezesporu mezi ně patří provedení Pick Up Pin (Obr. 2.5). Volně přeloženo jako „zvednout za čepy“. [6] Jedná se o asi nejstarší verzi, ze které většina výrobců dále vycházela. Principem je, že na nářadí zůstane původní upnutí s vloženými čepy a pouze stroj se doplní rychloupínačem. Možnost zachování původních lžic, případně dalších nástrojů bez jakýchkoliv úprav, je velkou výhodou tohoto systému. Průkopníkem v tomto je anglická firma Miller a dnes je tento typ rychloupínačů vyráběn v určitých obměnách firmami po celém světě. Z českých firem lze jmenovat například firmu TRIGA-MF spol. s.r.o.



Obr. 2.5 Čepový rychloupínač Pick Up Pin [7]

Dalším je již zmiňovaný severský standard S. Tento skandinávský systém je do určité míry podobný systému Pick Up Pin. Jde však o unikátní standard, a to tím, že se na něm společně dohodli všichni hlavní skandinávští výrobci a tím, že tento standard je veřejný. To znamená, že jsou volně dostupné technické výkresy včetně všech rozměrů a tolerancí. Standard obsahuje 11 velikostí upnutí a to S30 až S120 (číslo označující konkrétní typ standardu znamená průměr čepů) pro stroje o hmotnosti 1 až 100 tun [6].

V případě, že strojník potřebuje nářadí, které sice nemá, ale má ho jeho kolega s jiným strojem je řešení se Severským standardem jednoduché. Totéž platí v případě pořízení nového stroje, kdy není za potřebí obměny původního nářadí. Zejména těmito požadavky jsou pak výrobci strojů, kteří jinak na všech trzích tvrdě prosazují svůj standard, nuceni využívat tohoto standardu. V následující Tab. 2.1 můžeme vidět rozdělení jednotlivých rychloupínačů podle hmotnosti stroje a dovoleného zatížení. Originální znění standardizace symetrických rychloupínačů je přiloženo (PŘÍLOHY: Příloha A).

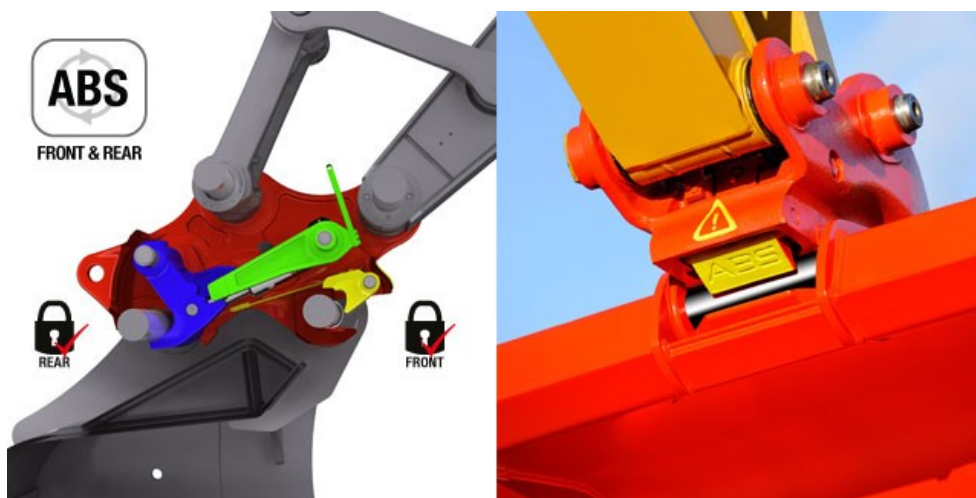
Tab. 2.1 Tabulka zatížení Severský standard [8]

Velikost rychloupínače	Upevňovací šířka (mm)	Rozteč čepů c-c (mm)	Průměr čepů (mm)	Minimální pozitivní moment (kNm)	Minimální negativní moment (kNm)	Maximální Doporučená hmotnost stroje (t)
S30/150	150	200	30	28	20	2
S30/180	180	230	30	28	20	2
S40	200	300	40	35	23	6
S40/240	240	300	40	40	26	7
S45	290	430	45	65	42	11
S50	270	430	50	65	42	11
S60	340	480	60	150	48	18
S70	450	600	70	300	195	30
S80	590	670	80	600	390	40
S90	750	750	90	1000	650	70
S100	750	900	100	1200	775	85
S120	925	868	120	1600	1000	100

2.1.2 Bezpečnost

Současný vývoj zařízení, které umožňuje rychlou a snadnou záměnu nářadí jde ruku v ruce s dosažením maximální bezpečnosti obsluhy. Je potřeba mít na vědomí, že veškeré díly na zemních či důlních strojích jsou nemalých rozměrů a hlavně hmotností. Nešťastnými příhodami, kterých bylo v minulosti při procesu „přezouvání“ bohužel nemálo, jsou výrobci nuceni konstruovat zařízení tak, aby zaručovalo maximální bezpečnost.

Původně byly rychloupínače pouze manuální, tzn. s ručním ovládáním, kdy strojník musel při odjišťování či zajišťování lžíce vystoupit z kabiny. Po té se začaly objevovat různé poloautomatické rychloupínače, kdy bylo potřeba opustit kabinu např. jen při odjišťování lžíce, zajištění proběhlo již automaticky „zaklapnutím“ pomocí pružinového mechanismu. Poloautomatickými jsou také nazývány rychloupínače, kdy je nutné po automatickém upnutí nástroje manuálně zajistit upínací systém proti nechtěnému otevření. Dnes jsou tyto manuální a poloautomatické rychloupínače na ústupu a používají se hlavně hydraulicky ovládané rychloupínače, kdy strojník již nemusí kabinu rypadla opustit vůbec. Jsou využívány hydraulické zámky eliminující odjištění poškozením hydraulické hadice a dvojitý jistící mechanismus zabraňující pád nezajištěné lžíce (Obr. 2.6).



Obr. 2.6 Twin Lock systém zajištění [9]

U těch nejmodernějších zařízení je proces záměny spojen se zvukovým a vizuálním bezpečnostním systémem. Hlasitý alarm a blikající maják zvyšují pozornost obsluhy stroje, a také upozorňují okolní dělníky na možné nebezpečí.

2.1.3 Hydraulické rychlospojky

Součástí procesu záměny nástroje bývá často nutné propojit nářadí se strojem i po energetické stránce. Různé naklápací lžíce, rotační kartáče či kladiva vyžadují připojení nejčastěji tlakového oleje. To bývá zprostředkováno pomocí hadic, které se v místě upínače spojují. Vývoj tzv. rychlospojek probíhal obdobně jako samotné rychloupínače. S prvními rychlospojkami byla kromě přítomnosti obsluhy spojena řada nepříjemností.

Bezproblémové používání těchto hydraulických prvků bylo podmíněno nulovým zbytkovým tlakem na obou stranách a i přesto bylo spojení doprovázeno drobným únikem oleje. Vzhledem k tomu, že se u těchto hydraulických systémů vždy jedná o ropnou látku,

i malý únik je fatální. Většina dnes používaných rychlospojek je normována podle Evropského standardu ISO 7241-1 nebo Amerického ISO 16028. Vývoj rychlospojek již dospěl k tzv. Push Pull systému (Obr. 2.7), který má funkci bezpečného odtržení. Zabraňuje totiž úniku oleje při nechtěném odpojení za provozu stroje a rovněž zabraňuje průniku vzduchu do systému.



Obr. 2.7 Push-pull rychlospojka [10]

Možnost spojení při zbytkovém tlaku je řešeno šroubovacím systémem nebo také mechanismem MultiFaster (Obr. 2.8), který navíc umožňuje současné propojení i několika hadic najednou.



Obr. 2.8 Rychlospojka MultiFaster [10]

V posledních letech jsou rychloupínače doplňovány integrovanými hydraulickými rychlospojkami pro připojování hydraulických nástrojů. Ty umožňují výměnu bez jakéhokoliv ručního zásahu strojníka. Systémy bývají doplněny často i konektory pro napojení kabelů elektricky ovládaného příslušenství. V tomto směru ještě bohužel nedošlo k jednotnému stanovení standardů, jako tomu bylo u samotných rychloupínačů. Lze však očekávat, že se tak pod tlakem trhu a samotných uživatelů stavebních strojů stane [6].

2.2 Naklápěcí rotátor

Naklápěcí rotátor (Obr. 2.9) je přídatné zařízení umístěné mezi násadou rypadla a lžící či jiným pracovním nástrojem. Toto zařízení umožňuje současné naklápění a neomezenou rotaci lžíce. Koncept tohoto zařízení pochází ze Švédska, kde je jím dnes vybaveno více než 90% všech rypadel. O jeho výhodách svědčí také to, že na rypadlo bez naklápěcího rotátoru ve Švédsku firma nesežene zakázky a ani strojníka ochotného s rypadlem pracovat. Díky naklápěcímu rotátoru vzroste produktivita práce stroje o 15 až 35% v závislosti na druhu práce [6].



Obr. 2.9 Naklápěcí rotátor [8]

Na tomto zařízení je myslím si jasně vidět směr, jakým se vývoj univerzálních strojů vyvíjí. Aby byl strojník v minulosti opravdu všestranný, musel vlastnit opravdu velké množství nářadí. Díky naklápěcímu rotátoru si dnes často vystačí s jedinou lžící. Ve skutečnosti ale tyto zařízení nejsou novinkou. Došlo pouze k tomu, že se polohovací prvky přemístily na výložník, respektive z pozice za rychloupínačem před něj (z pozice strojníka).

Myslím si, že absence této změny je značným nedostatkem dnes vyráběných PSU. Ačkoli by došlo ke značnému zjednodušení koncového nářadí a jistě i ke zvýšení komfortu obsluhy stroje, nedaří se takovou změnu prosadit. Jak zmiňuji na začátku 2. kapitoly, jedná se o málo kusovou výrobu, a atestace upraveného stroje by se stěží zaplatila.

3 Analýza problému

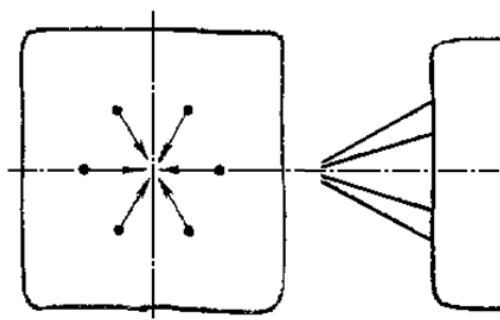
Jak už vyplývá z textu uvedeného v 1. kapitole, vrtací lafetu je zapotřebí doplnit o mechanismy zajišťující dostačující flexibilitu pro její práci (vrtání). Respektive je potřeba zaručit plné ovládnutí pracovního pole, a to pokud možno bez zdržujících kolizí. Zařízení by mělo být koncipováno takovým způsobem, aby dokázalo pracovat (vrtat) z jednoho postavení PSU. Ne vždy se ale z konstrukčních důvodů daří pokrýt celá pracovní oblast. Z hlediska polohování stroje je třeba charakterizovat takzvané mrtvé zóny.

Mrtvá zóna je pásmo vrtného schématu nezvládnutelné vodorovnými vrty. Je v blízkosti hlavní osy vrtacího stroje. Jedná se o polohu, kdy z konstrukčních důvodů nelze vrtací lafeta dále snížit ve vodorovné poloze. Došlo by ke kolizi. Pro odvrtání těchto míst je zapotřebí přestavení PSU, nebo oblast odvrtat zálomovým způsobem, kdy není zapotřebí vodorovných vrtů [11].

3.1 Vrtné schéma

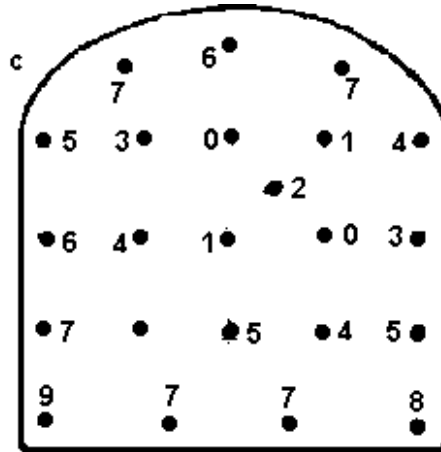
Aby bylo možné určit potřebnou kinematiku vrtacího zařízení, je zapotřebí znát postup vrtání, což nám částečně znázorňují tzv. vrtná schémata. Ty vyznačují rozmístění vrtů v příčném a podélném profilu díla. Podle požadavků báňské technologie je uspořádání střelných děr v řadách, v soustředných kružnicích, i nepravidelné, ovlivněné druhem trhavin a způsobem roznětu, kombinací hornin různě vrtatelných apod. Počet vrtů na jedno schéma se pohybuje zhruba od 20 do 100. Orientačně lze brát rozteč vrtů 0,6 - 0,7 m a plochu na jeden vrt 0,3 až 0,5 m². [11]

Při ražení důlních děl se z hlediska vrtání rozlišují zhruba 2 metody. Takzvané zálomové ražení (Obr. 3.1) je způsob kde je trhavina uložena v zálomových vývrtech a má za úkol vytvořit další volné plochy postupně rozšiřované na požadovaný obrys. Aby se uplatnil efekt zálomu, je třeba zálom odstřelovat s časovým předstihem před dalšími vývrty. Zálomové vrty pak rozlišujeme klínové, kuželové, válcové, spirální a stupňové.



Obr. 3.1 zálomové ražení [12]

Druhá metoda využívá specifických vlastností milisekundového roznětu. Vývrty jsou rovnoběžné s osou důlního díla a jsou v čelbě rozmístěny v pravidelných sestavách. Všechny vývrty končí v jedné rovině. Při bezzáломovém ražení (Obr. 3.2) se dosahuje vyšší zabírky, příznivé fragmentace a minimálních nadvýlomů. Nevýhodou je značný odhoz rubaniny [12].

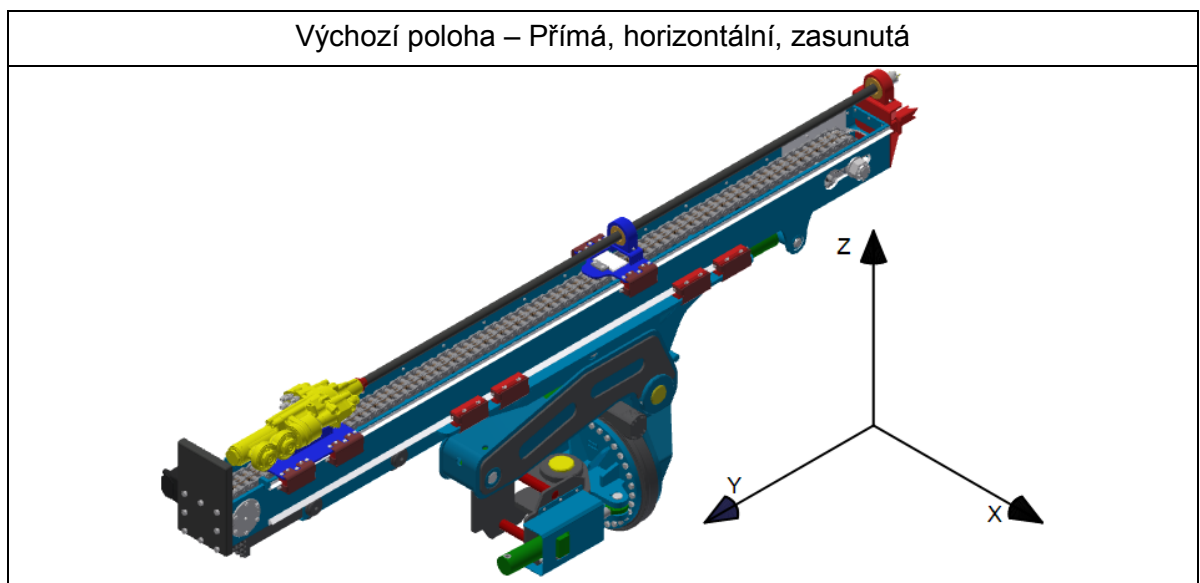


Obr. 3.2 Bezzáломové ražení [12]

3.2 Polohování vrtacího stroje

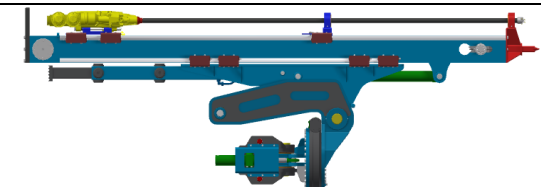
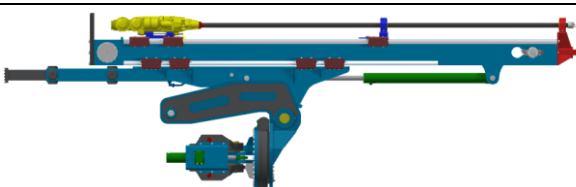
Aby byl následující text, zejména 4. kapitola, pokud možno co nejprůhlednější, provedu názorné představení různého nastavení vrtacího stroje. Ve skutečnosti je možností nekonečné množství. Já se ale zaměřím na takové, které jsou z hlediska zatížení pro stroj nejnepříjemnější. Výchozí polohu, ve které je vrtací stroj dovoleno přepravovat lze vidět v Tab. 3.1.

Tab. 3.1 Výchozí poloha [2]



V Tab. 3.2 lze vidět možné krajní polohy při zasunutí, respektive vysunutí vrtací lafety vůči výklopné části. Až 1m dlouhý pohyb zajišťuje výsuvný hydromotor. Ten je důležitý pro bezpečné ukotvení stroje ve vrtané hornině. Pro eliminaci poškození stroje je jakýkoli jiný způsob přiblížení lafety k hornině zakázán.

Tab. 3.2 Polohy vysunutí [2]

Zasunutá	Vysunutá
	

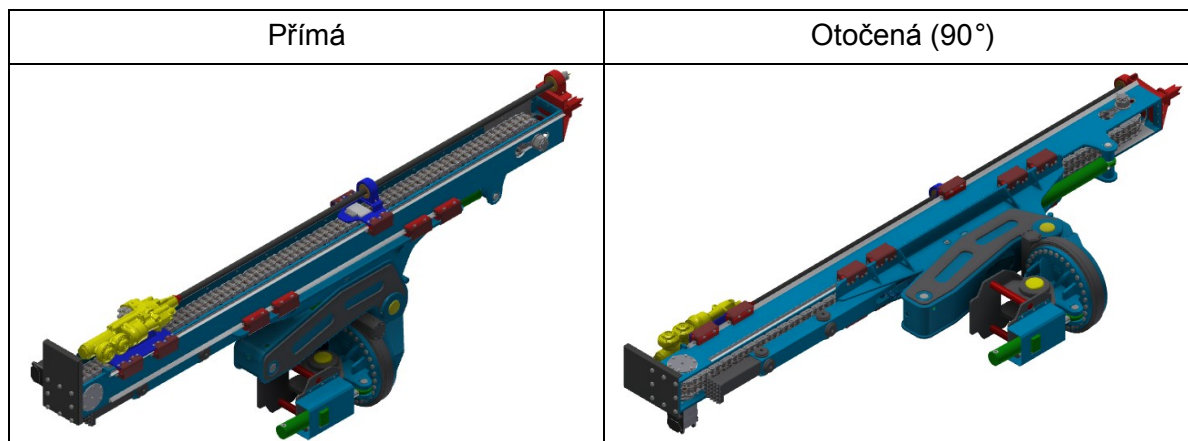
Aby bylo zajištěno vrtání jak v horizontální tak vertikální poloze, lze výklopnou část vůči rotační vykllopit o 90° (Tab. 3.3). Stejně jako vysouvání lafety lze vyklápění provádět v kombinaci se všemi ostatními pohyby.

Tab. 3.3 Polohy vyklopení [2]

Horizontální	Vertikální
	

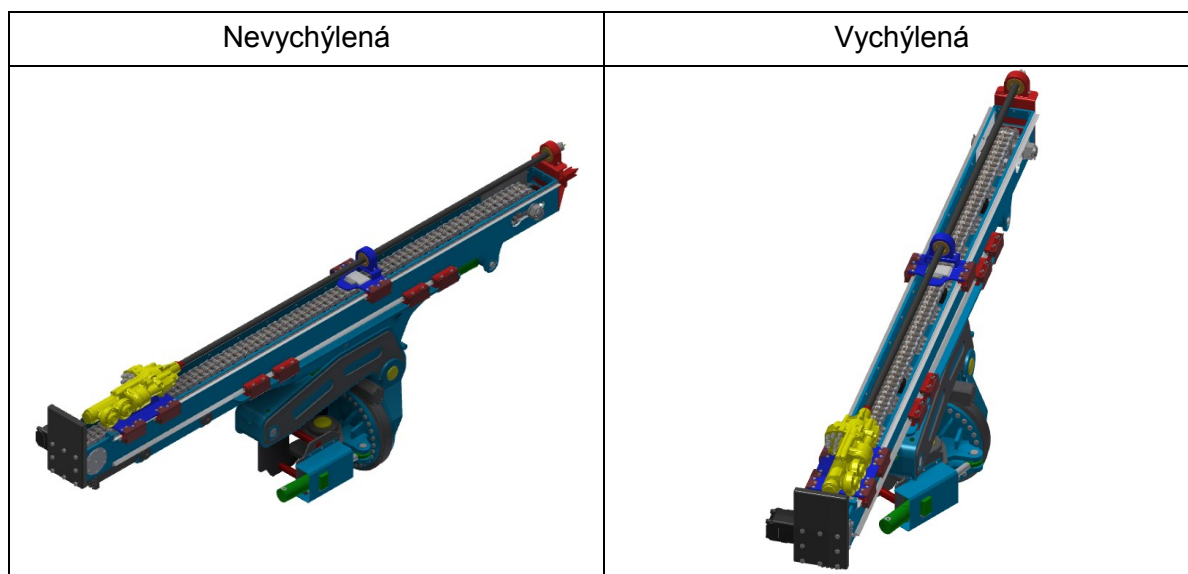
Zejména pro minimalizaci mrtvé zóny lze vrtací lafetu otáčet o téměř $\pm 180^\circ$ kolem horizontální osy. Logicky je při tom uchycení vrtacího stroje nejvíce zatěžováno v 90° (Tab. 3.4).

Tab. 3.4 Polohy rotace [2]



PSU své manipulační rameno dokáže kromě zvedání také vychylovat o 30° na obě strany. Proto, aby byl zachován přímý směr vrtání, je nutné toto vychýlení eliminovat proti vychýlení vrtacího stroje (Tab. 3.5). Vrtací stroj tak lze otáčet (vychylovat) také kolem vertikální osy o $\pm 30^\circ$. Pohyb vychýlení však nelze z konstrukčních důvodů kombinovat s otáčením kolem horizontální osy, nebo pouze do chvíle, než dojde ke kolizi s připojovacím ramenem.

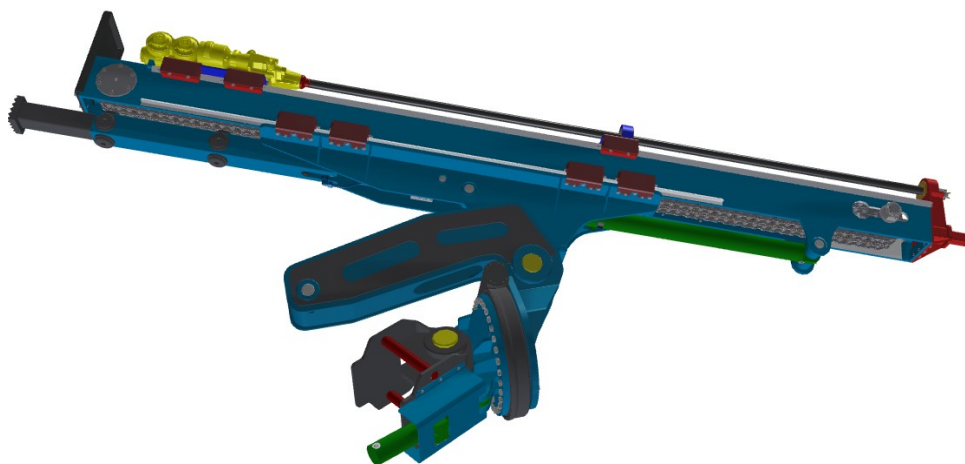
Tab. 3.5 Polohy vychýlení [2]



3.3 Zatížení

Aby bylo možné jednotlivé části vrtacího stroje pevnostně zkontrolovat, navrhnout vhodné hydromotory a všechny potřebné části je nutné znát jejich silové zatížení. Z pohledu možného zatížení je zapotřebí rozlišit dva základní možné stavy vrtacího stroje.

Transportní fáze stroje je prvním z nich. V tomto případě, kdy je vrtací stroj převážen nebo mění polohu vrtací lafety, lze předpokládat zatížení pouze od tíhy stroje, popřípadě setrvačných sil. Směr působení sil při transportu je jasný díky omezení provozním návodem, kde je jasně doporučena přeprava pouze v přímém, horizontálním a zasunutém stavu, tedy ve výchozí poloze (Tab. 3.1). V této pozici jsou totiž minimalizovány rozměry vrtacího stoje a poloha těžiště je maximálně přiblížena k PSU.



Obr. 3.3 Možná pracovní poloha

Druhý možný stav nastává ve chvíli, kdy je stroj ve fázi vrtání. V takovém případě zaujímá vrtací stroj pracovní polohu, například Obr. 3.3, a soustava se jeví jako nepohyblivá, statická. Stroj je při tom zatížen nejen vlastní hmotností ale také silami manipulačních hydromotorů. Jelikož je nutné navrhnout jednotlivé komponenty pro nejhorší možné namáhání, předpokládám maximální možné využití hydromotorů v té nejhorší možné poloze vrtacího stroje. Změnou vzájemné polohy jednotlivých částí se totiž mění směr působení síly hydromotorů a tím i velikost zatížení. Myslím si, že už nyní začíná být jasné, že pracovní fáze vrtací stroj zatíží podstatně většími silami.

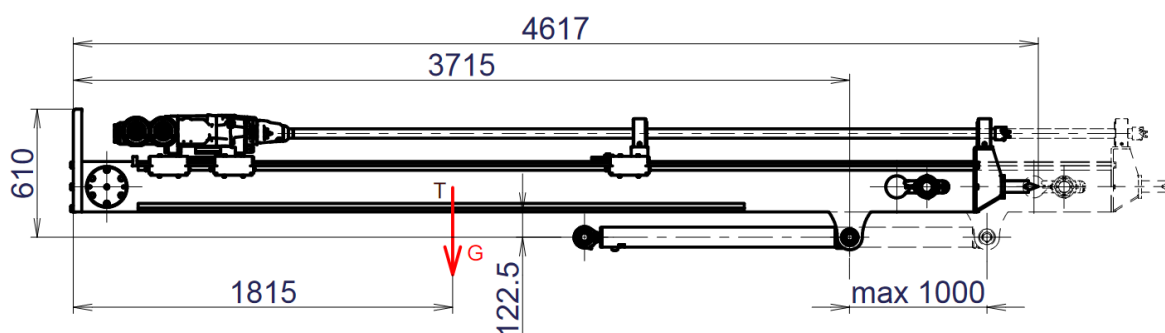
Aby byl výpočet pokud možno co nejprehlednější a snadno opakovatelný, budu zjišťovat reakce jednotlivých částí na navazující pro každou zvlášť. Pro následující část budu tedy brát předchozí reakci jako zatížení v opačném směru působení v místě spojení (čepu).

4 Konstrukční řešení

V úvodní části jsem již stručně nastínil, jaké požadavky musím při návrhu vrtacího stroje zohlednit. Zásadní je návaznost na vrtací lafetu z bakalářské práce [1]. Konkrétní parametry uvedu formou tabulky (Tab. 4.1) a hlavní rozměry v nákresu (Obr. 4.1).

Tab. 4.1 Výchozí hodnoty vrtací lafety [1]

Hmotnost vrtací lafety	m [kg]	911
Maximální točivý moment kladiva	M_k [N · m]	415
Maximální přitlačná síla kladiva	F_k [N]	13462
Maximální výsun vrtací lafety	L [m]	1
Síla výsuvného hydromotoru	F_{vys} [N]	39 000



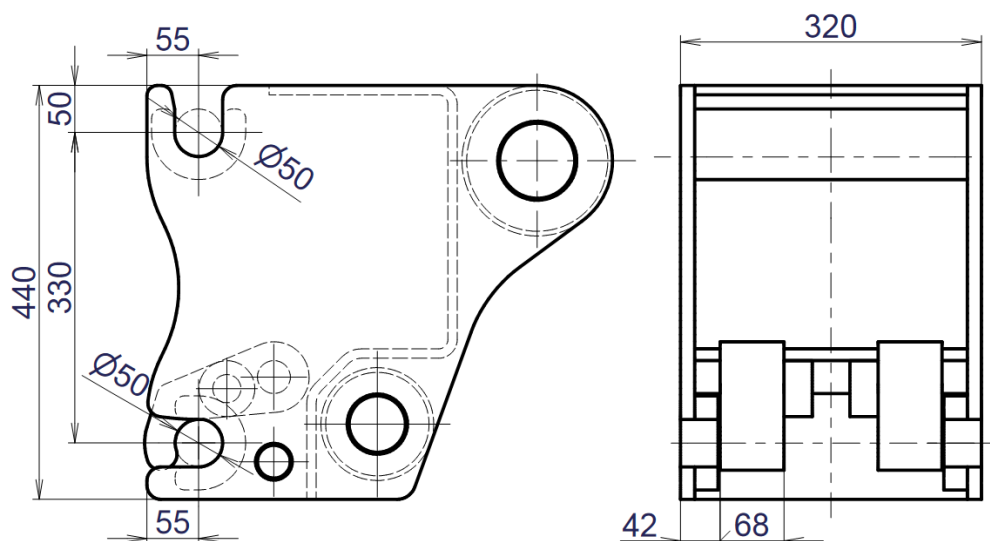
Obr. 4.1 Připojovací rozměry [2]

Dalšími požadavky jsou pohyby vrtacího stroje nutné k nastavení vrtací lafety. Respektive vrtací stroj musí umožňovat odvrtání celého vrtného schématu, aniž by pohonná jednotka PSU musela měnit své stanoviště. V Tab. 4.2 uvedu zadané výchozí parametry hydraulického systému.

Tab. 4.2 Výchozí hodnoty hydraulického systému [4]

Maximální tlak	p_{max} [MPa]	18
Provozní tlak (volím)	Δp_m [MPa]	12,5
Průtok	Q [m ³ · s ⁻¹]	$4,22 \cdot 10^{-3}$

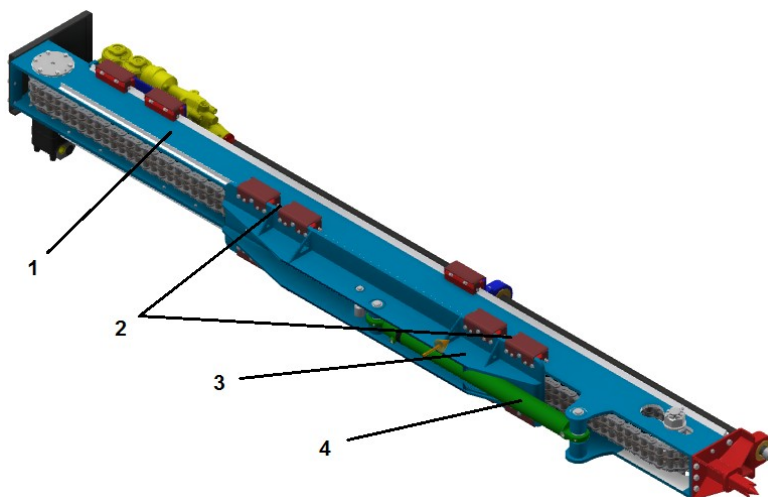
V neposlední řadě je zapotřebí zhodnotit možnost připojení tohoto zařízení k PSU. Jedná se totiž o parametricky dosud největší nářadí, a proto je vhodné posoudit jeho napojení prostřednictvím používaného rychloupínacího systému PSU (Obr. 4.2).



Obr. 4.2 Rychloupínací systém PSU 10 000 [4]

4.1 Vrtací lafeta

Vrtací lafeta je s výklopnou částí spojena pomocí osmi kluzných uložení a jedním výsuvným hydromotorem (Obr. 4.3). Výsuvný hydromotor dokáže vrtací lafetu vůči výklopné části posunout o jeden metr. Smysl tohoto válce je jednak v rozšíření pracovního pole a hlavní funkce je ukotvení vrtací lafety v hornině. Konstrukci stroje by bylo totiž obtížné navrhnout pro ukotvení samotným vozem PSU. To by ve skutečnosti nešlo provést s dostatečným citem a docházelo by k přetěžování konstrukce. Z těchto důvodů je takový způsob ukotvení provozním návodem zakázán.



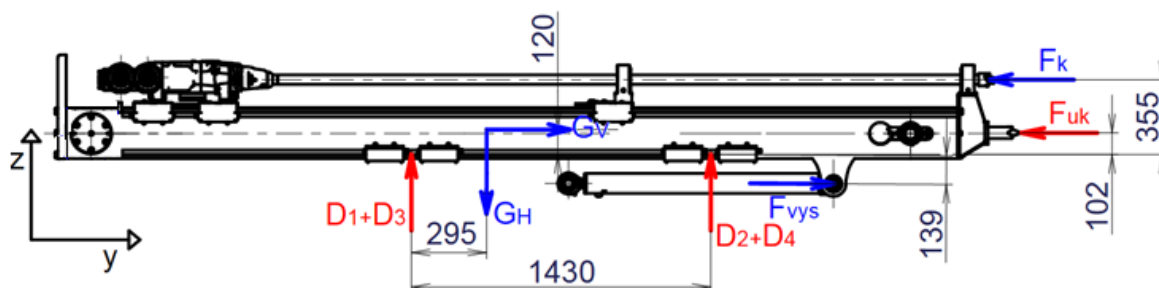
1 – Vrtací lafeta, 2 – Kluzná uložení, 3 – Výklopná část, 4 – Výsuvný hydromotor

Obr. 4.3 Vrtací lafeta [2]

4.1.1 Silový rozbor vrtací lafety

Pro výpočet ve fázi vrtání jsem zvolil několik možných variant (poloh), které by mohly vykazovat nejnepříznivější zatížení. Rozlišuji tedy lafetu zasunutou a vysunutou, v horizontální nebo vertikální pozici a přímou nebo otočenou o 90°. Souhrn výsledků (reakcí na kluzné desky) uvedu dále.

Vrtací lafeta je při vrtání zatěžována silou výsunu $F_{VYS} = 39000$ N, dále přtlakem vrtacího kladiva $F_K = 13462$ N a samozřejmě vlastní tíhou $G = 9731,5$ N [1]. Ta je rovna jak tíze G_H/G_V pro horizontální / vertikální pozici. Toto zatížení je potřeba převést do kluzných desek, které jsem na Obr. 4.4 zjednodušil na reakce zadní D_1 a D_3 a přední D_2 a D_4 , které jsou v přímé poloze shodné ve směru i velikosti. Dále také do ukotvovací síly F_{UK} . Ve skutečnosti je ještě rám vrtací lafety zatížen momentem vrtacího kladiva a momentem od přenosu tažné síly z řetězu na vozík kladiva. Tyto zatížení jsou ale velice malá a proto je zanedbávám.



Obr. 4.4 Reakce vrtací lafety v přímé poloze [2]

Pozice zasunutá, horizontální, přímá:

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.1)$$

$$F_{UK} + F_K - F_{VYS} = 0$$

$$F_{UK} = F_{VYS} - F_K = 39000 - 13462 = 25538 \text{ N}$$

$$\sum M_{i1} = 0 \quad (4.2)$$

$$-G_H \cdot 295 + 2 \cdot D_2 \cdot 1430 + F_{VYS} \cdot 139 + F_{UK} \cdot 102 + F_K \cdot 355 = 0$$

$$D_2 = D_4 = \frac{G_H \cdot 295 - F_{VYS} \cdot 139 - F_{UK} \cdot 102 - F_K \cdot 355}{1430 \cdot 2}$$

$$D_2 = \frac{9731,5 \cdot 295 - 39000 \cdot 139 - 25538 \cdot 102 - 13462 \cdot 355}{1430 \cdot 2} = -3897,83 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (4.3)$$

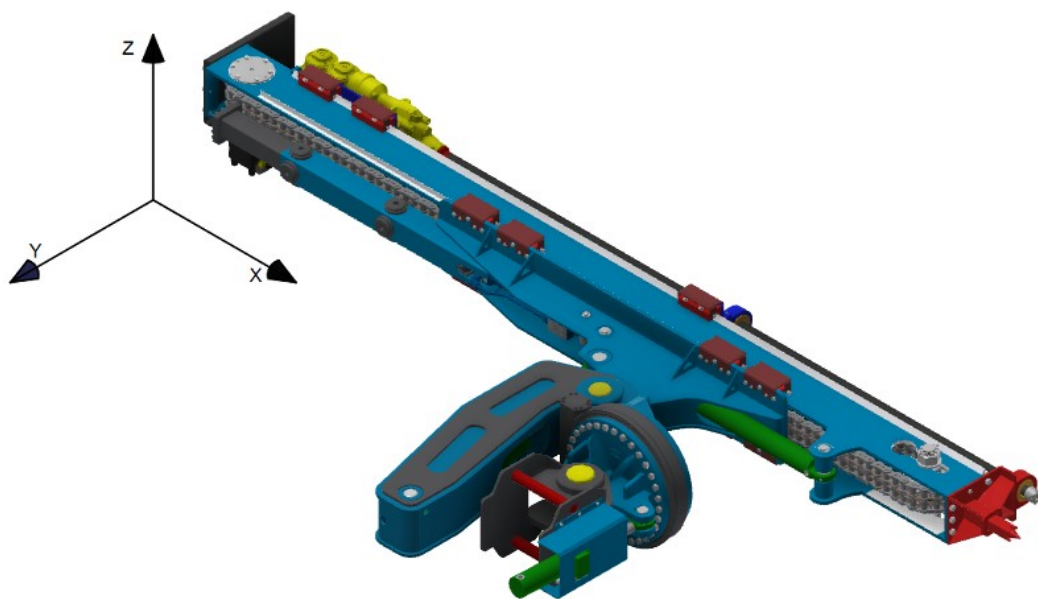
$$2 \cdot D_1 + 2 \cdot D_2 - G_H = 0$$

$$D_1 = D_3 = \frac{G_H - 2 \cdot D_2}{2} = \frac{9731,5 + 2 \cdot 3897,83}{2} = 8763,58 \text{ N}$$

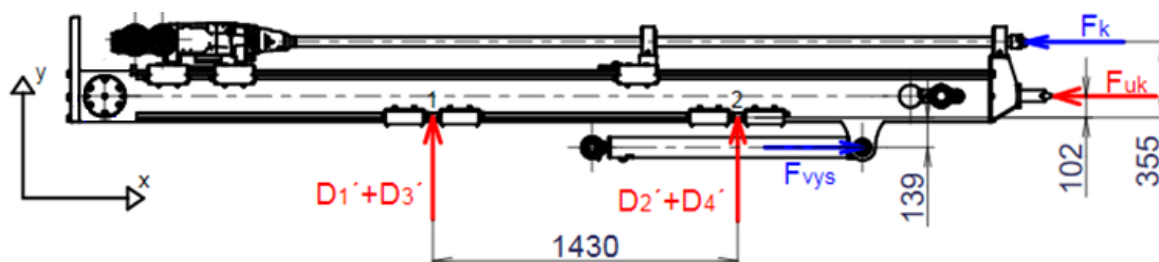
Dle rovnic (4.1), (4.2) a (4.3) je asi jasný způsob a průběh výpočtu pro vysunutou lafetu v horizontální či vertikální poloze. Zatížení je stále stejné, mění se pouze poloha těžiště lafety vůči výklopné části a směr působení tíhy. Proto uvedu pouze výsledky v Tab. 4.3.

Pozice zasunutá, vyklopená, otočená:

V otočené poloze o 90° je výstižnější pojem vyklopená. O horizontální polohu lafety se totiž v tomto úhlu otočení jedná vždy. Výpočet je v tomto případě poněkud složitější. Kluzná uložení, spojující lafetu s výklopnou částí, jsou totiž namáhána ve více směrech. Osový systém lze vidět z Obr. 4.5 a platí pro výpočtové pohledy v celé této práci. Na obrázku je také vidět daná poloha lafety vůči rychloupínači.



Obr. 4.5 Lafeta v pozici zasunutá, vyklopená a otočená [2]



Obr. 4.6 Lafeta otočená a zasunutá, pohled x-y [2]

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} -F_{UK} - F_K + F_{VYS} &= 0 \\ F_{UK} = F_{VYS} - F_K &= 39000 - 13462 = 25538 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum M_{i1} = 0 \quad (4.5)$$

$$M_M + 2 \cdot D_2' \cdot 1430 + F_{VYS} \cdot 139 + F_{UK} \cdot 102 + F_K \cdot 355 = 0$$

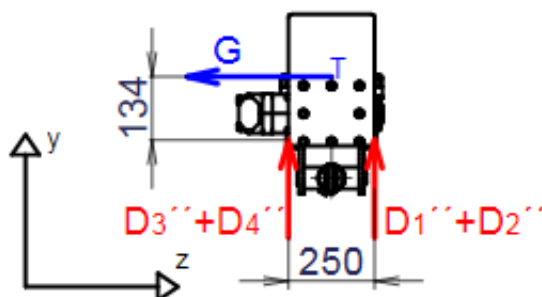
$$D_2' = \frac{-M_M - F_{VYS} \cdot 139 - F_{UK} \cdot 102 - F_K \cdot 355}{2 \cdot 1430}$$

$$D_2' = D_4' = \frac{-1213690 - 39000 \cdot 139 - 25538 \cdot 102 - 13462 \cdot 355}{2 \cdot 1430} = -4901,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.6)$$

$$2 \cdot D_1' + 2 \cdot D_2' = 0$$

$$D_1' = D_3' = -D_2' = 4901,6 \text{ N}$$



Obr. 4.7 Lafeta otočená a zasunutá, pohled y-z [2]

$$\sum M_{i1} = 0 \quad (4.7)$$

$$G \cdot 134 + 2 \cdot D_1'' \cdot 250 = 0$$

$$D_1'' = D_2'' = \frac{G \cdot 134}{2 \cdot 250} = \frac{9731,5 \cdot 134}{2 \cdot 250} = -2608,04 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.8)$$

$$2 \cdot D_3'' + 2 \cdot D_1'' = 0$$

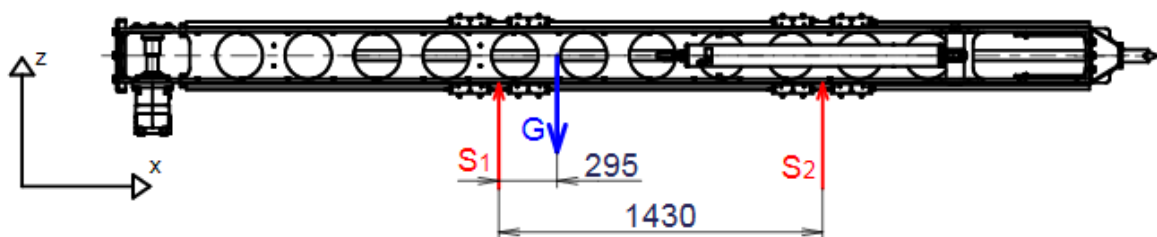
$$D_3'' = D_4'' = -D_1'' = 2608,04 \text{ N}$$

$$D_1 = D_1' + D_1'' = 4901,6 - 2608,04 = 2293,56 \text{ N} \quad (4.9)$$

$$D_2 = D_2' + D_2'' = -4901,6 - 2608,04 = -7509,64 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$D_3 = D_3' + D_3'' = 4901,6 + 2608,04 = 7509,64 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$D_4 = D_4' + D_4'' = -4901,6 + 2608,04 = -2293,56 \text{ N} \quad (4.12)$$



Obr. 4.8 Lafeta otočená a zasunutá, pohled x-z [2]

$$\sum M_{i1} = 0 \quad (4.13)$$

$$S_2 \cdot 1430 - G \cdot 295 = 0$$

$$S_2 = \frac{G \cdot 1010}{1430} = \frac{9731,5 \cdot 295}{1430} = 2007,55 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (4.14)$$

$$S_1 - G + S_2 = 0$$

$$S_1 = G - S_2 = 9731,5 - 2007,55 = 7723,95 \text{ N}$$

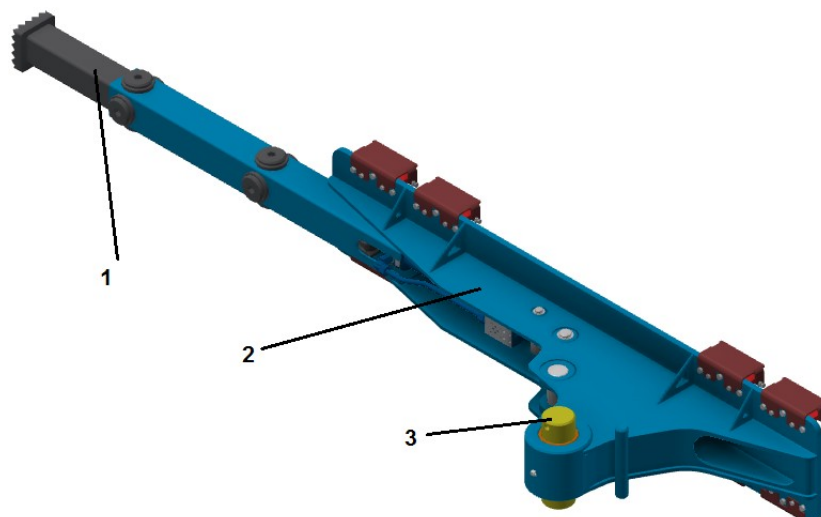
Pro lafetu otočenou a vysunutou je výpočet obdobný jako předchozí s rovnicemi (4.4) až (4.14). Proto uvedu pouze výsledky v následující tabulce.

Tab. 4.3 Reakce vrtací lafety v pracovním režimu

Pracovní režim						
Reakce	Přímá				Otočená (90°)	
	Zasunutá		Vysunutá		Zasunutá	Vysunutá
	Horizontální	Vertikální	Horizontální	Vertikální	Horizontální	Horizontální
D_1	8763,58	1049,45	5360,95	4792,72	2293,56	2293,56
D_2	-3897,83	-1049,45	-495,2	-4792,72	-7509,64	-7509,64
D_3	8763,58	1049,45	5360,95	4792,72	7509,64	7509,64
D_4	-3897,83	-1049,45	-495,2	-4792,72	-2293,56	-2293,56
F_{UK}	25538	35269,5	25538	35269,5	25538	25538
S_1	0	0	0	0	7723,95	918,71
S_2	0	0	0	0	2007,55	8812,79

4.2 Výklopná část

Konstrukce celé výklopné části je provedena jako svařenec z jednoduchých výpalků a ohýbaných spojnic. Koncové polohy ($0^\circ - 90^\circ$) jsou vymezeny dorazem, což chrání hydromotor vyklopení proti poškození. Uložení čepu obsahuje také systém pro mazání plastickým mazivem [13]. Výklopná část se často doplňuje také o teleskopickou vzpěru, která se využívá jako přídatný podpěrný prvek při dovrchním vrtání. Hmotnost celé výklopné části je dle vytvořeného modelu $m_{vyk} = 321 \text{ kg}$ [2].



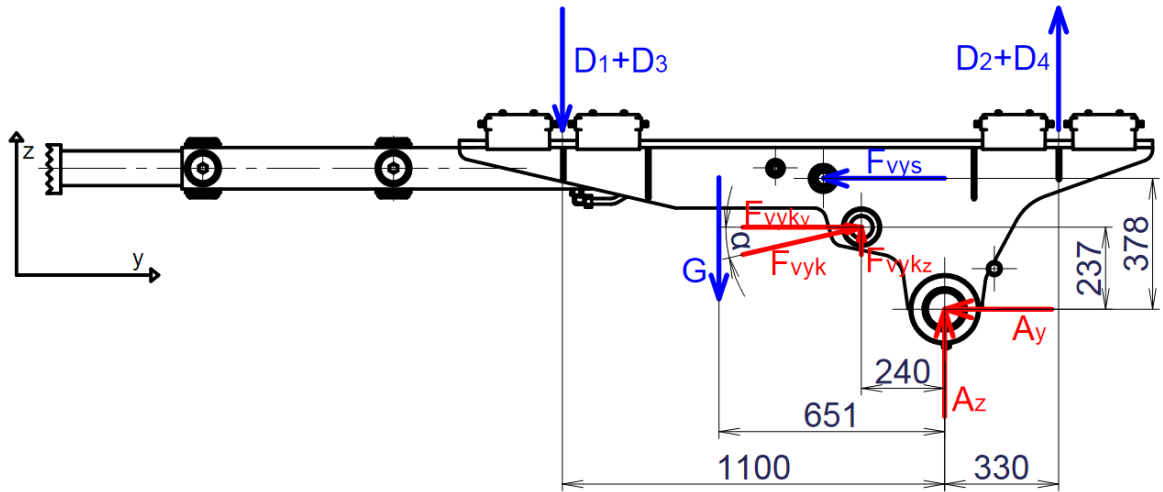
1 – Teleskopická vzpěra, 2 – Výklopná část, 3 – Hlavní čep „A“

Obr. 4.9 Výklopná část [2]

Výklopná část přenáší zatížení od lafety do prvního ze dvou hlavních čepů „A“. Její pohyb, respektive samotné vyklopení zajišťuje výklopný válec. Kromě změny polohy má ale tento válec také za úkol přenášet zatížení od vrtání a udržet při něm vrtací stroj stabilní.

4.2.1 Silový rozbor výklopné části

Silový rozbor této části provedu pro dvě nejnepríznivější polohy dle Tab. 4.3. Nejprve pro přímou nevyklopenou polohu a poté pro otočenou s vyklopením. Otočená poloha je opět spojena s namáháním ve více rovinách. Typickým znakem pro každou polohu je úhel α , což je úhel směru výklopného válce, který podstatně ovlivňuje velikost reakcí v čepu „A“. Výsledkem výpočtů tedy bude přenášená síla výklopného válce F_{vyk} a reakce do hlavního čepu. Ten ještě před rozбором další části podrobím pevnostní kontrole.



Obr. 4.10 Výklopná část přímá a nevyklopená, pohled y-z [2]

$$G = m_{vyk} \cdot g = 321 \cdot 9,81 = 3149 \text{ kg} \quad (4.15)$$

$$F_{vyk_z} = F_{vyk} \cdot \sin \alpha \quad (4.16)$$

$$F_{vyk_y} = F_{vyk} \cdot \cos \alpha \quad (4.17)$$

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (4.18)$$

$$G \cdot 651 + (D_1 + D_3) \cdot 1100 + (D_2 + D_4) \cdot 330 + F_{vys} \cdot 378 - F_{vyk} \cdot \cos \alpha \cdot 237 - F_{vyk} \cdot \sin \alpha \cdot 240 = 0$$

$$F_{vyk} = \frac{G \cdot 651 + (D_1 + D_3) \cdot 1100 + (D_2 + D_4) \cdot 330 + F_{vys} \cdot 378}{\cos \alpha \cdot 237 + \sin \alpha \cdot 240}$$

$$F_{vyk} = \frac{3149 \cdot 651 + (8763,58 + 8763,58) \cdot 1100 + (3897,83 + 3897,83) \cdot 330 + 39000 \cdot 378}{\cos 13,03 \cdot 237 + \sin 13,03 \cdot 240}$$

$$F_{vyk} = 135590,52 \text{ N}$$

$$\sum F_{Az} = 0 \quad (4.19)$$

$$A_z + F_{vyk} \cdot \sin \alpha - G + D_2 + D_4 - D_1 - D_3 = 0$$

$$A_z = -F_{vyk} \cdot \sin \alpha + G - D_2 - D_4 + D_1 + D_3$$

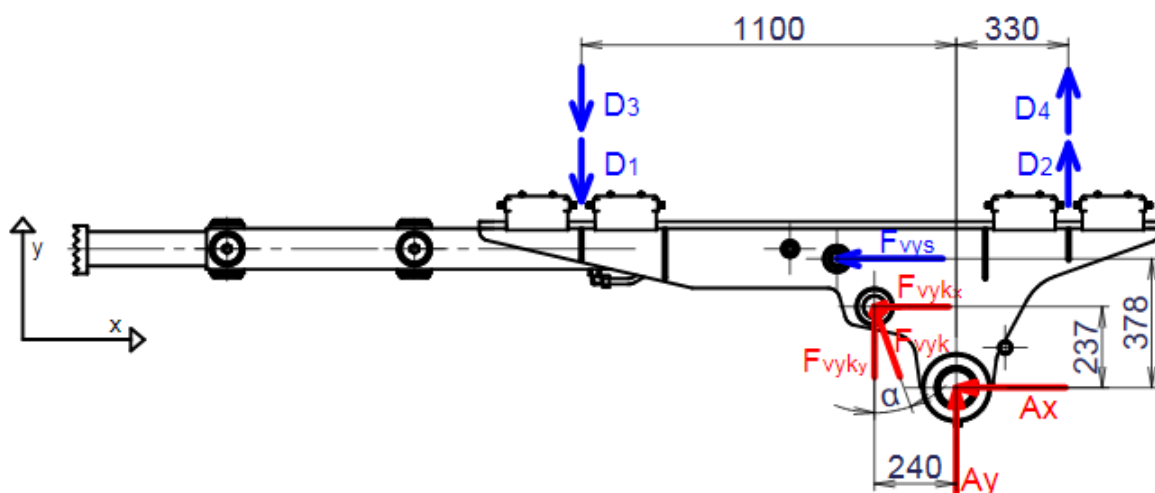
$$A_z = -135590,52 \cdot \sin 13,03 + 3149 - 3897,83 - 3897,83 + 8763,58 + 8763,58$$

$$A_z = -17689,9 \text{ N}$$

$$\sum F_{Ay} = 0 \quad (4.20)$$

$$A_y + F_{vys} - F_{vyk_y} = 0$$

$$A_y = -F_{vys} + F_{vyk} \cdot \cos \alpha = -39000 + 135590,52 \cdot \cos 13,03 = 93099,36 \text{ N}$$



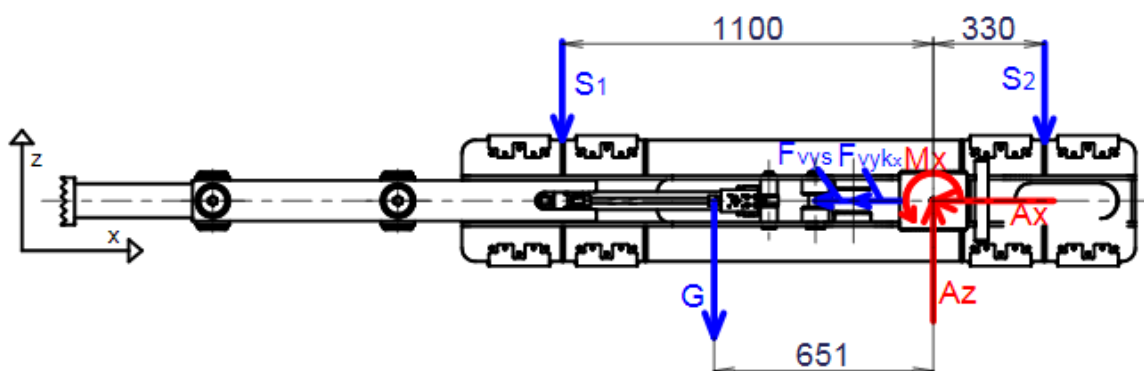
Obr. 4.11 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled x-y [2]

V tomto případě výpočet neznámých probíhá obdobně jako v předchozím případě rovnicemi (4.15) až (4.20). Uvedu proto pouze výsledky.

$$F_{vyk} = 130997,32 \text{ N}$$

$$A_y = 129305,95 \text{ N}$$

$$A_x = -58159,1 \text{ N}$$



Obr. 4.12 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled x-z [2]

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (4.21)$$

$$M_x + G \cdot 651 + S_1 \cdot 1100 - S_2 \cdot 330 = 0$$

$$M_x = S_2 \cdot 330 - G \cdot 651 - S_1 \cdot 1100 = 2007,55 \cdot 330 - 3149 \cdot 651 - 7723,95 \cdot 1100$$

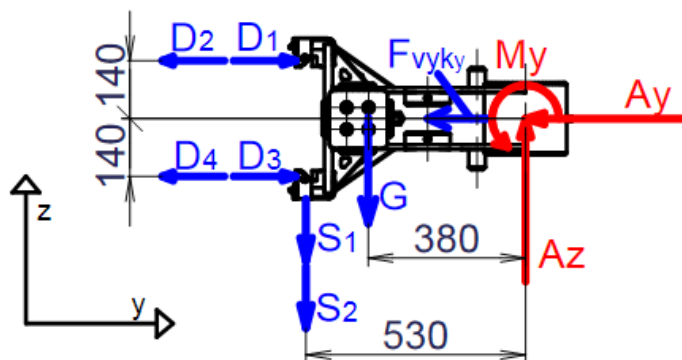
$$M_x = -9883852,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sum F_{Az} = 0 \quad (4.22)$$

$$A_z - S_1 - S_2 - G = 0$$

$$A_z = S_1 + S_2 + G = 7723,95 + 2007,55 + 3149 = 12880,5 \text{ N}$$

Reakci A_x jsem stanovil už v předchozím výpočtu pohledu x-y.



Obr. 4.13 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled y-z [2]

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (4.23)$$

$$M_y + G \cdot 380 + (S_1 + S_2) \cdot 530 + (D_3 + D_2) \cdot 140 - (D_4 + D_1) \cdot 140 = 0$$

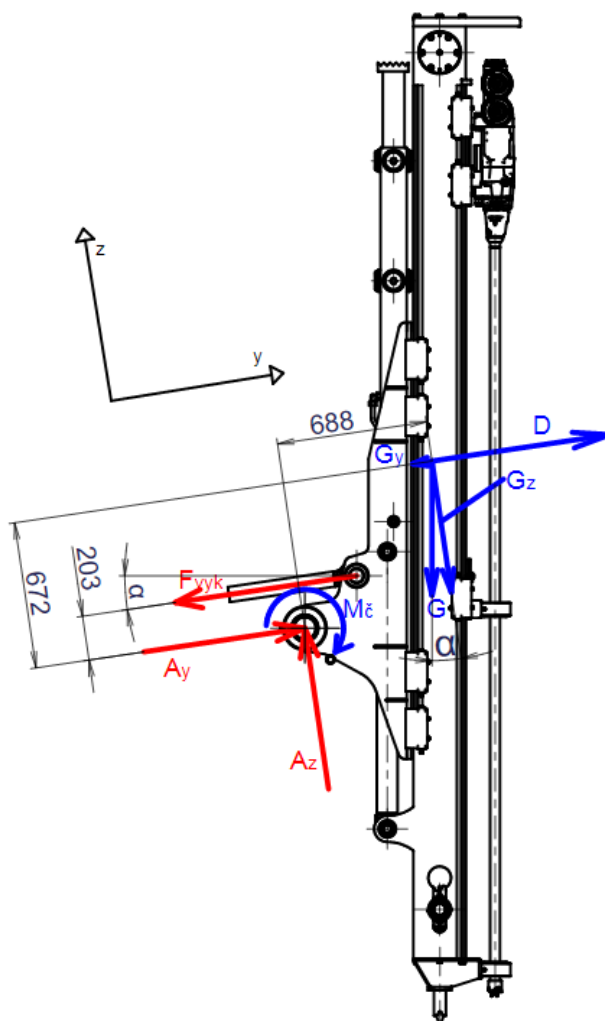
$$M_y = -G \cdot 380 - (S_1 + S_2) \cdot 530 - (D_3 + D_2) \cdot 140 + (D_4 + D_1) \cdot 140$$

$$M_y = -3149 \cdot 380 - (7723,95 + 2007,55) \cdot 530 - (7509,64 \cdot 2) \cdot 140 + (2293,56 \cdot 2) \cdot 140$$

$$M_y = -7814817,4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Dynamika vyklopení:

Pro porovnání výsledných sil vyklopení z fáze vrtání a fáze přestavování určím také potřebnou minimální sílu výklopného válce pro zvednutí vrtací lafety z pro něj nejnejpříznivější polohy přímé a vyklopené. V tomto případě budu pohlížet na soustavu jako na dynamiku tělesa, kdy soustavu sil doplním o doplňkovou D'alembertovu sílu. Za účelem usnadnění výpočtu si osový systém převedu do směru výklopné síly. Tíhu celé vyklápěné soustavy vypočtu opět dle rovnice (4.15), kdy její hmotnost je dle software [2] 1326 kg a úhel směru výklopného válce je $\alpha = 8,41^\circ$. Abych mohl soustavy silově vyřešit, je zapotřebí zvolit parametry pohybu, respektive zrychlení. To volím na základě průměrných hodnot obdobného stroje [11] $a = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obr. 4.14 Dynamika vyklopení [2]

$$y: 0 = A_y - F_{vyk} + D - G \cdot \sin \alpha \quad (4.24)$$

$$z: 0 = A_z - G \cdot \cos \alpha \quad (4.25)$$

$$M_A: 0 = F_{vyk} \cdot 203 - M_{\xi} + G \cdot \sin \alpha \cdot 672 - G \cdot \cos \alpha \cdot 688 - D \cdot 672 \quad (4.26)$$

$$M_{\xi} = R_A \cdot f \cdot \frac{d}{2} \quad (4.27)$$

$$R_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} \quad (4.28)$$

$$D = m \cdot a \quad (4.29)$$

Aby bylo možné dostat číselné výsledky, je nutné vyjádřit jednotlivé neznámé a dosadit je do rovnice momentové rovnováhy. Z důvodu rozsáhlosti dosazené rovnice a opakování stejného principu výpočtu s předešlými uvedu pouze výsledné hodnoty.

$$A_z = 12868,18 \text{ N}$$

$$A_y = 42309,24 \text{ N}$$

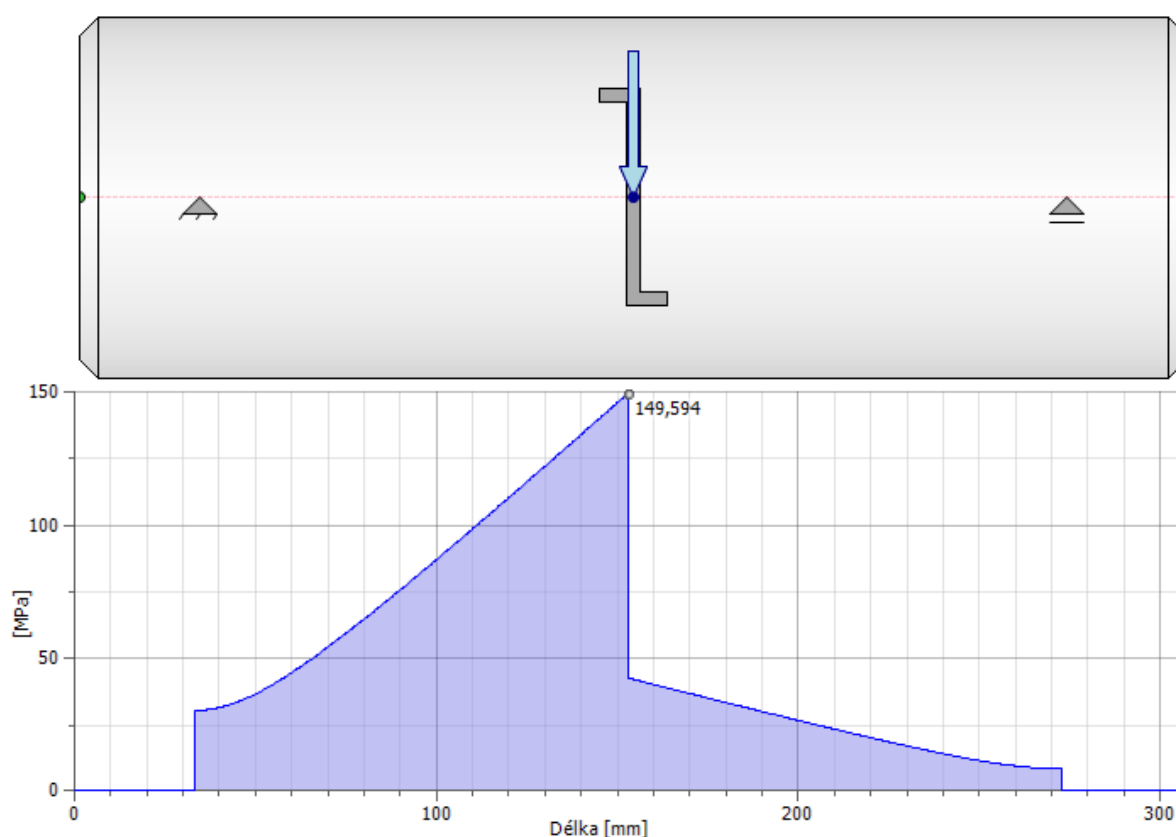
$$F_{vyk} = 41732,74 \text{ N}$$

Tab. 4.4 Výsledné hodnoty reakcí výklopné části

	Pracovní fáze		Transportní fáze
	Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená	
A_x [N]	-58159,1	-17689,9	48031,92
A_y [N]	129305,95	93099,36	12840
A_z [N]	12880,5		
M_x [N·mm]	-9883852,5		
M_y [N·mm]	7814817,4		
F_{vyk} [N]	130997,32	135590,52	47273,72

4.2.2 Pevnostní kontrola hlavního čepu „A“

Čep jsem navrhl o průměru 100 mm a celkové délce 306 mm. Uchycení do rotační části představuje pro čep podpory od sebe vzdálené 239,5 mm. Jak je vidět z předchozí Tab. 4.4 je čep více zatížen v otočené poloze, kde je také víceosé namáhání. Pevnostní výpočet jsem provedl pomocí software AutoDesk Inventor, kde lze zadávat radiální zatížení ve dvou osách [2].



Obr. 4.15 Kontrola hlavního čepu „A“ [2]

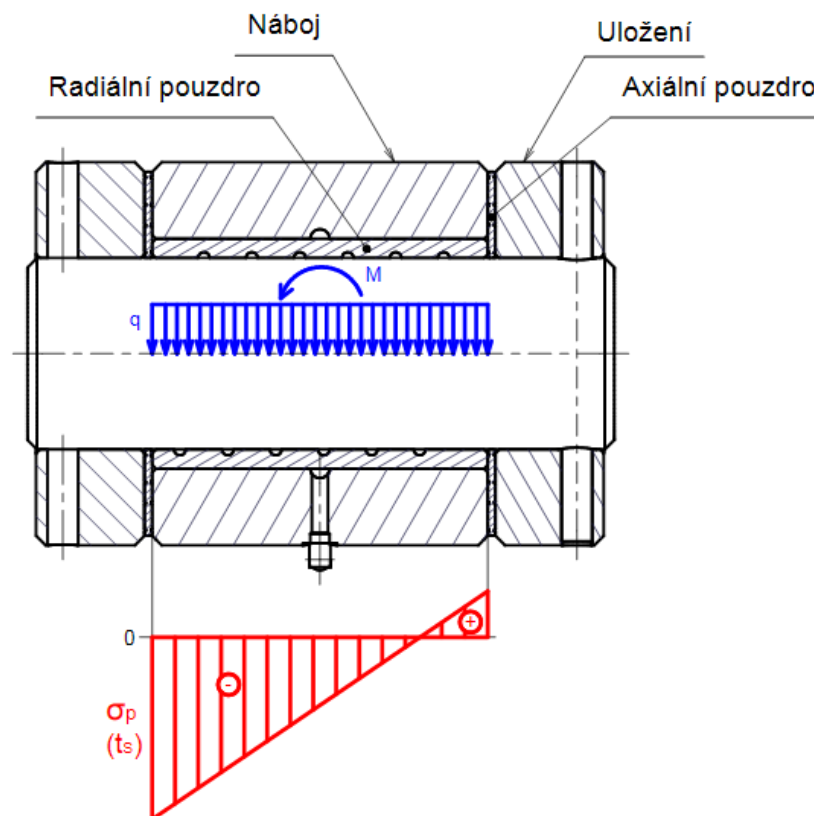
Tab. 4.5 Výsledné hodnoty rozložení napětí v čepu „A“

Napětí / Reakce		Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená
Maximální napětí v ohybu	σ_o [MPa]	146,44	57,8
Maximální smykové napětí	τ_s [MPa]	15,29	6,03
Maximální redukované napětí	σ_{red} [MPa]	149,59	59,04
Reakce v levé podpoře	R_{xL} [N]	70348,25	8844,95
	R_{yL} [N]	-97282,69	-46549,68
Reakce v pravé podpoře	R_{xP} [N]	-12189,15	8844,95
	R_{yP} [N]	-32023,26	-46549,68

Materiál čepu volím 15 230.7 o mezi kluzu $R_e = 835$ MPa [14].

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{835}{149,59} = 5,58 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (4.30)$$

Jak je vidět z Obr. 4.15, zatížení osamělou silou představuje určité zjednodušení, které je ale teoreticky na straně bezpečnosti. Ve skutečnosti na čep ze strany náboje působí spojitě zatížení, které bude vykazovat příznivější výsledky. Ale působí zde také nemalý moment, který nelze zanedbat. Ten způsobí jednak dodatečný smyk na kraji náboje a také další měrný tlak. Obr. 4.16 znázorňuje průběh zatížení v ideálním případě (bez vůlí).



Obr. 4.16 Průběh namáhání čepu „A“ [2]

Problém je však při výpočtu tlaku na kraji náboje. Neboť i při sebelepším vymezení vřlí je ve skutečnosti dotyk mezi nábojem a čepem přímkový. To znamená nulovou plochu a nekonečně velký tlak. Přesné stanovení zatížení čepu, nebo kluzných pouzder je proto nemožné. Z těchto důvodů považuji přemrštěnou výslednou statickou bezpečnost z rovnice (4.30) v pořádku.

4.2.3 Kontrola kluzných pouzder čepu „A“

Stejně jako pro čep je zatížení shodné i pro pouzdro. Skutečné hodnoty ani zde nelze určit. Pouzdra proto zkontroluji na tlak pouze od radiálních sil a počítám s patřičným předimenzováním.

Volím materiál obou pouzder bronz [15]:

Rychlost:	do $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota:	$-40 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Dovolený tlak:	$p_D = 40 \text{ MPa}$
Dovolené oteplení:	$(p \cdot v)_D = 2,8 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Radiální pouzdro:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\sqrt{A_x^2 + A_y^2}}{d_{\check{c}} \cdot l_n} \leq p_D \quad (4.31)$$

$$\frac{\sqrt{58159,1^2 + 129305,95^2}}{100 \cdot 175} \leq 40$$

$$8,1 \leq 40 \quad \text{Vyhovuje}$$

Axiální pouzdro:

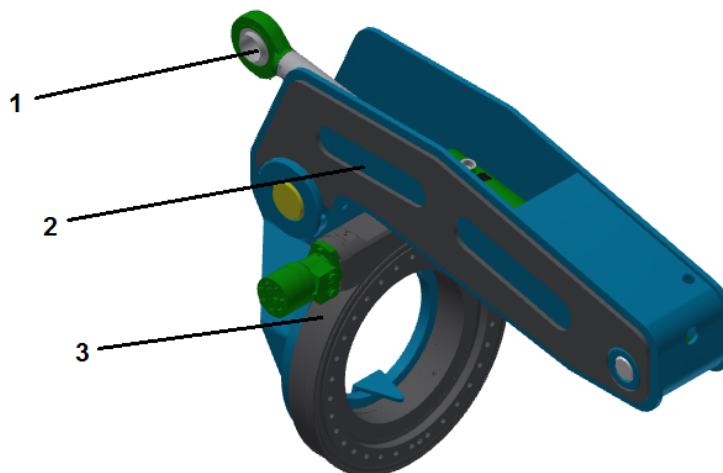
$$p = \frac{F}{S} = \frac{A_z}{\pi \cdot (R^2 - r^2)} \leq p_D \quad (4.32)$$

$$\frac{12880,5}{\pi \cdot (95^2 - 50^2)} \leq 40$$

$$0,63 \leq 40 \quad \text{Vyhovuje}$$

4.3 Rotační část

Už dle názvu je jasný hlavní pohyb této části. Rotační část spojuje výklopnou s ložiskovou otočí. Obdobně je konstruována jako svařenec z jednoduchých výpalků. Má ale pevnostně nepříznivý tvar a proto je podstatně masivnější. Základem je masivní příruba pro ložiskovou otoč. Ve skříňové konstrukci je ukryt hydromotor vyklopení. Hmotnost celé rotační části je dle software [2] $m_{rot} = 360 \text{ kg}$ a tíha pak dle rovnice (4.15) $G = 3531,6 \text{ N}$.

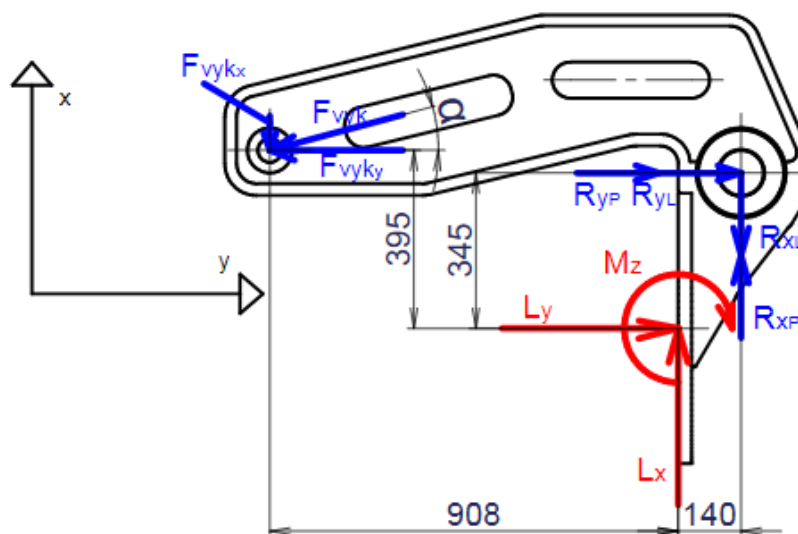


1 – Výklopný hydromotor, 2 – Rotační část, 3 – Ložisková otoč

Obr. 4.17 Rotační část [2]

4.4.1 Silový rozbor rotační části

Dle výsledků reakcí z výklopné části je asi jasné, že největší zatížení bude tato část přenášet opět v otočené a vyklopené poloze. Aby byly zatěžující síly správně umístěny, je zapotřebí brát vypočtené reakce v podporách při kontrole hlavního čepu „A“. Rotační část bude tedy zatížena těmito reakcemi v opačném směru.



Obr. 4.18 Rotační část otočená a vyklopená, pohled x-y [2]

$$F_{vyk_x} = F_{vyk} \cdot \sin \alpha = 130997,32 \cdot \sin 8,41 = 19159,1 \text{ N} \quad (4.33)$$

$$F_{vyk_y} = F_{vyk} \cdot \cos \alpha = 130997,32 \cdot \cos 8,41 = 129588,68 \text{ N} \quad (4.34)$$

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.35)$$

$$L_x - F_{vyk_x} - R_{xL} + R_{xP} = 0$$

$$L_x = F_{vyk_x} + R_{xL} - R_{xP} = 19159,1 + 70348,25 - 12189,15 = 77318,2 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.36)$$

$$L_y + R_{yL} + R_{yP} - F_{vyk_y} = 0$$

$$L_y = -R_{yL} - R_{yP} + F_{vyk_y} = -97282,69 - 32023,26 + 129588,68 = 282,73 \text{ N}$$

$$\sum M_{iz} = 0 \quad (4.37)$$

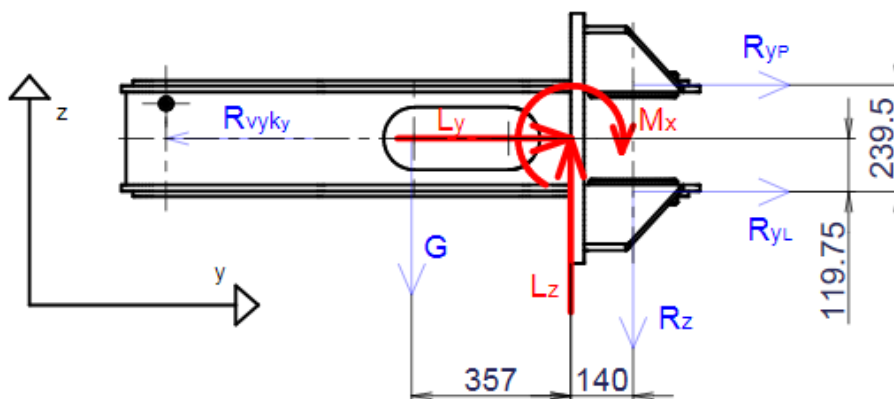
$$M_z + R_{xP} \cdot 140 - R_{xL} \cdot 140 - (R_{yL} + R_{yP}) \cdot 345 + F_{vyk_y} \cdot 395 + F_{vyk_x} \cdot 908 = 0$$

$$M_z = -R_{xP} \cdot 140 + R_{xL} \cdot 140 + (R_{yL} + R_{yP}) \cdot 345 - F_{vyk_y} \cdot 395 - F_{vyk_x} \cdot 908$$

$$M_z = -12189,15 \cdot 140 + 70348,25 \cdot 140 + (97282,69 + 32023,26) \cdot 345 - 129588,68 \cdot 395 - 19159,1 \cdot 908$$

$$M_z = -15834464,65 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

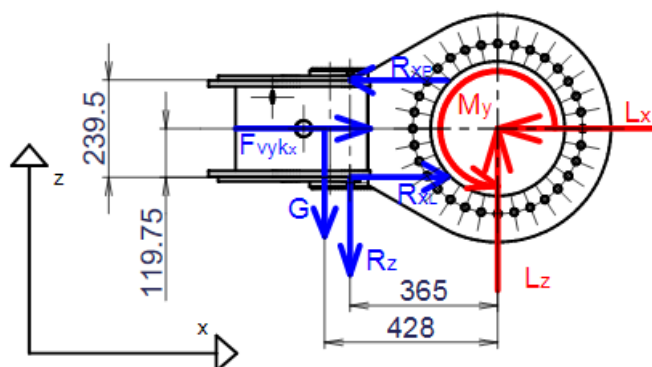
Z důvodu opakujících se výpočtů uvedu pro pohled y-z a x-z pouze výsledky Tab. 4.6. Stejně tak výpočtu reakce pro polohu přímou a vyklopenou.



Obr. 4.19 Rotační část otočená a vyklopená, pohled y-z [2]

$$L_z = 16412,1 \text{ N}$$

$$M_x = -7272327,94 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obr. 4.20 Rotační část otočená a vyklopená, pohled x-z [2]

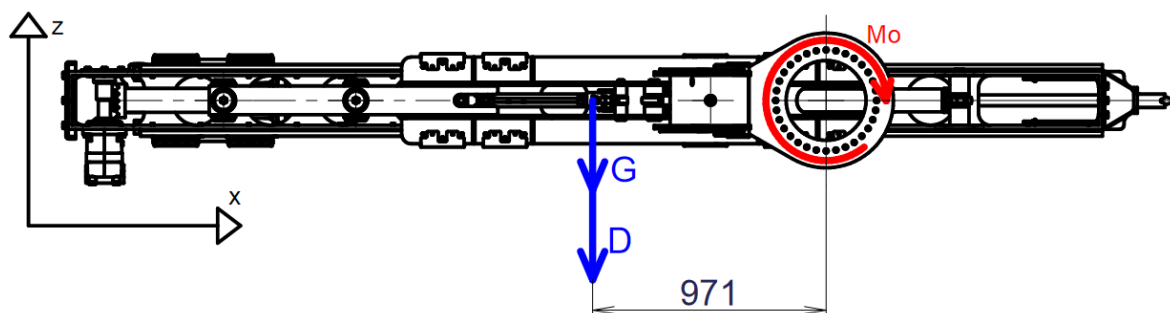
$$M_y = -16096760,95 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tab. 4.6 Výsledné hodnoty reakcí rotační části

Reakce	Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená
L_x [N]	81324,75	0
L_y [N]	13405,56	-39000
L_z [N]	16412,1	51791,9
M_x [N · mm]	-7272327,94	-46602086,4
M_y [N · mm]	-16096760,95	0
M_z [N · mm]	-15834464,65	0

Dynamika otočení:

Vypočtené hodnoty reakcí z pracovní fáze jsou pro ložiskovou otoč hodnotami přídržnými. Respektive se jedná o zatížení, které musí ložisková otoč přenést a udržet při tom vrtací stroj v klidu. Pro otáčení vrtacím strojem musí ložisková otoč vyvinout moment, který je dostačující pro plynulý pohyb. Proto provedu dynamický rozbor otočení. Vybral jsem pro to nejhorší možnou polohu, kdy je těžiště otáčených částí nejvíce vzdáleno ose otáčení a moment otáčení tak dosahuje maximálních hodnot. (Otočená, vyklopená a zasunutá lafeta). Velikost zrychlení volím stejně jako u dynamiky vyklopení $a = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a hmotnost vyklápěných částí je 1709 kg [2].



Obr. 4.21 Dynamika otočení [2]

$$M_o = G \cdot 0,971 + D \cdot 0,971 = m \cdot g \cdot 0,971 + m \cdot a \cdot 0,971 \quad (4.38)$$

$$M_o = 1709 \cdot 9,81 \cdot 0,971 + 1709 \cdot 1 \cdot 0,971 = 17938,54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.4.2 Volba ložiskové otoče

Rotační pohyb vrtacího stroje lze docílit několika aplikacemi. Dle výstupních parametrů nejlépe vyhovuje takzvaný kyvný hydromotor. Ten se otáčí o potřebný úhel, málo kdy o více než 360 °. Pro dané zatížení je ale kyvný hydromotor velice drahý a rozměrný. Jiná varianta je nahradit jej ložiskovou otočí. Ve srovnání s kyvným hydromotorem má sice zhruba dvojnásobný průměr, ale asi sedmkrát kratší, což je z hlediska stability stroje obrovská výhoda. Při stejných parametrech se navíc pohybujeme v nižších finančních nákladech. Na základě reakcí uvedených v Tab. 4.6 a vypočteném momentu dle rovnice (4.38) tedy volím ložiskovou otoč.



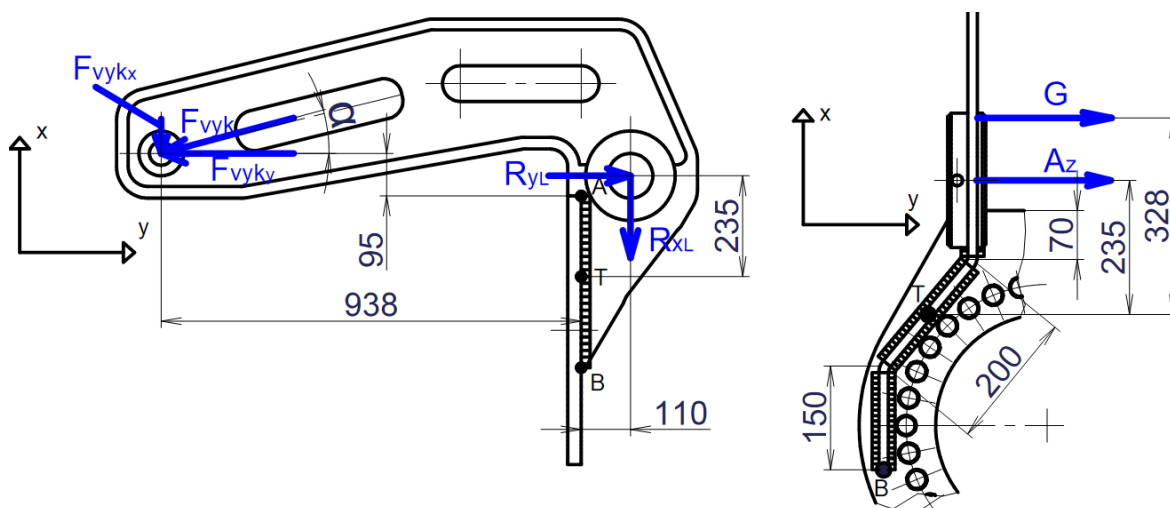
WEA19B | Slew Drive Performance Parameters

Data	Output Torque	Tilting Moment	Holding Torque	Static Axial Rating	Static Radial Rating	Dynamic Axial Rating	Dynamic Radial Rating	Gear Ratio	Tracking Precision	Weight
Model										
WEA19B	18.5 kN.m	196 kN.m	80.1 kN.m	1800 kN	675 kN	290 kN	250 kN	94 : 1	≤ 0.1°	118 kg
	13653 ft.lbf	144.6 x 10 ³ ft.lbf	59.1 x 10 ³ ft.lbf	404.6 x 10 ³ lbf	151.7 x 10 ³ lbf	65.2 x 10 ³ lbf	56.2 x 10 ³ lbf			

Obr. 4.22 Ložisková otoč WEA 19B [16]

4.4.3 Kontrola svaru příruby

Volím rozměr svaru (nebezpečný průřez) $a = 7$ mm. Kontrolovat budu pouze jednu stranu, která je dle Tab. 4.5 více zatížená v otočené poloze (Obr. 4.23). Bočnice je k přírubě přivařena z obou stran. Volím materiál bočnice i příruby S 690 QL s mezí kluzu $R_e = 690$ MPa [14]. Součinitele bezpečnosti volím $k_{\perp} = 0,8$; $k_{\parallel} = 0,7$. Kontrolovat budu pouze horní bod A, protože tam bude napětí největší.



Obr. 4.23 Kontrola svaru příruby

Výpočet plochy svaru:

$$S_{SV} = a \cdot l = 7 \cdot (150 + 200 + 70) = 2940 \text{ mm}^2 \quad (4.39)$$

Výpočet napětí od tečných sil:

$$\tau_{\parallel}^x = \frac{R_{xL} + \frac{F_{vykx}}{2}}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{70348,25 + \frac{19159,1}{2}}{2 \cdot 2940} = 13,59 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

Výpočet napětí od kolmých sil:

$$\tau_{\perp}^y = \frac{R_{yL} - \frac{F_{vyky}}{2}}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{97282,69 - \frac{129588,68}{2}}{2 \cdot 2940} = 5,53 \text{ MPa} \quad (4.41)$$

$$\tau_{\perp}^z = \frac{\frac{A_z + G}{2}}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{\frac{12880,5 + 3531,6}{2}}{2 \cdot 2940} = 1,4 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2 = \frac{1}{6} \cdot 7 \cdot (150 + 200 + 70)^2 = 205800 \text{ mm}^3 \quad (4.43)$$

Výpočet napětí od ohybových momentů:

$$\tau_{\perp}^{M_{ox}} = \frac{R_{xL} \cdot 110 - \frac{F_{vykx}}{2} \cdot 938}{2 \cdot W_o} = \frac{70348,25 \cdot 110 - \frac{19159,1}{2} \cdot 938}{2 \cdot 205800} = 3,03 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{oy}} = \frac{R_{yL} \cdot 235 - \frac{F_{vyky}}{2} \cdot 285}{2 \cdot W_o} = \frac{97282,69 \cdot 235 - \frac{129588,68}{2} \cdot 285}{2 \cdot 205800} = 10,68 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

$$\tau_{\perp}^{M_{oz}} = \frac{\frac{A_z \cdot 235 + G \cdot 328}{2}}{2 \cdot W_o} = \frac{\frac{12880,5 \cdot 235 + 3532,6 \cdot 328}{2}}{2 \cdot 205800} = 5,08 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^y + \tau_{\perp}^z + \tau_{\perp}^{M_{ox}} + \tau_{\perp}^{M_{oy}} + \tau_{\perp}^{M_{oz}}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^x}{k_{\parallel}}\right)^2} \quad (4.47)$$
$$\sigma_{redA} = \sqrt{\left(\frac{5,53 + 1,4 + 3,03 + 10,68 + 5,08}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{13,59}{0,7}\right)^2} = 37,54 \text{ MPa}$$

Výpočet velikosti svaru:

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{7}{0,7} = 10 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Výpočet korekčního součinitele:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 10 = 1 \quad (4.49)$$

Výpočet součinitele statické bezpečnosti:

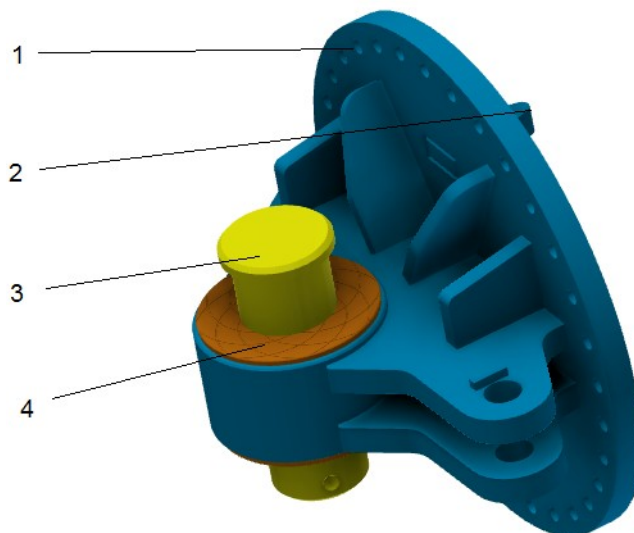
$$k_s = \frac{\beta \cdot R_e}{\sigma_{red}} = \frac{1 \cdot 690}{37,54} = 18,38 \quad (4.50)$$

Výsledná bezpečnost hovoří o silném předimenzování spoje. Svary budou ale také zatěžovány rázy a dalšími vlivy těžkého provozu a proto je tato bezpečnost vyhovující.

4.4 Vychylovací část

Pro maximální velikost pracovního pole obsahuje vrtací stroj ještě jednu pohyblivou - vychylovací část. Její pohyb zajišťuje válec vychýlení, který prostřednictvím druhého hlavního čepu „B“ vybočí vrtací stroj o 30° na každou stranu v horizontálním směru. Tato

část navazuje přírubou na ložiskovou otoč a hlavním čepem „B“ je spojena s rychloupínačem. Jedná se o relativně malý svařenec ale velice masivní, zpevňovaný žebry. Na Obr. 4.24 je vidět také část dorazu pro ložiskovou otoč. Ta ačkoli dovoluje neomezené otáčení, bylo nutné stanovit hranici $\mp 180^\circ$ aby se zabránilo poškození hydraulických hadic. Lze si také všimnout bronzového axiálního pouzdra nutného pro zachycení axiálních sil a klopných momentů. Uložení obsahuje také systém pro mazání plastickým mazivem [13].



1 – Příruba, 2 – Doraz ložiskové otoče, 3 – Hlavní čep „B“, 4 – Axiální pouzdro

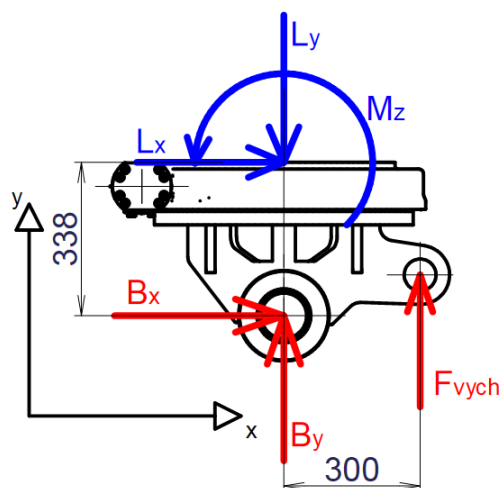
Obr. 4.24 Vychylovací část [2]

Jelikož je zvolená otoč nemalé hmotnosti, zahrnu ji v tomto výpočtu a vypočtené reakce rotační části umístím na její přírubu. Hmotnost celé sestavy je dle software [2] $m_{vych} = 232 \text{ kg}$ a tedy dle rovnice (4.15) $G = 2275,92 \text{ N}$. Součástí výpočtu této části bude také pevnostní kontrola čepu „B“.

4.5.1 Silový rozbor vychylovací části

Pracovní fáze:

Z výsledků reakcí rotační části (Tab. 4.6) není zcela jasné, která pracovní poloha vrtacího stroje bude vychylovací část více zatěžovat. V otočené poloze jsou podstatně větší osové síly, v přímé je však nesrovnatelně větší moment M_z .



Obr. 4.25 Vychylovací část, pohled x-y [2]

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (4.51)$$

$$F_{vy ch} \cdot 270 + M_z - L_x \cdot 388 = 0$$

$$F_{vy ch} = \frac{-M_z + L_x \cdot 388}{270} = \frac{-15834464,65 + 81324,75 \cdot 388}{270} = 58220,51 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.52)$$

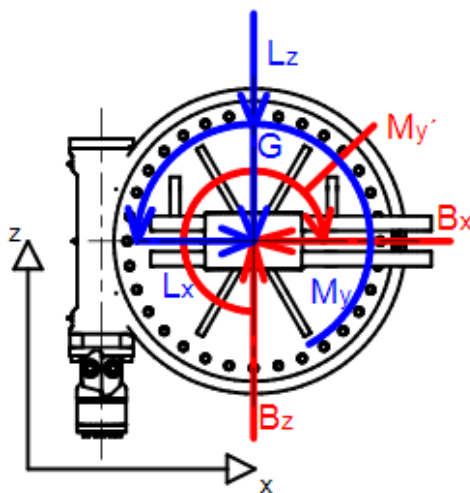
$$B_y + F_{vy ch} - L_y = 0$$

$$B_y = L_y - F_{vy ch} = 13405,56 - 58220,51 = -44814,95 \text{ N}$$

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.53)$$

$$B_x + L_z = 0$$

$$B_x = -L_z = -16412,1 \text{ N}$$



Obr. 4.26 Vychylovací část, pohled x-z [2]

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (4.54)$$

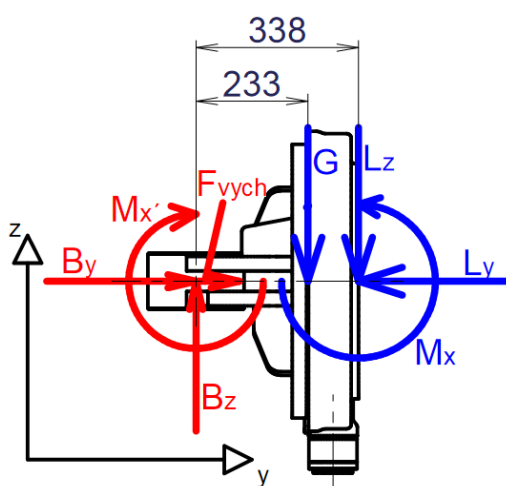
$$B_z - L_z - G = 0$$

$$B_z = L_z + G = 16412,1 + 2275,92 = 18688,02 \text{ N}$$

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (4.55)$$

$$-M_{y'} + My = 0$$

$$M_{y'} = My = 16096760,95 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Obr. 4.27 Vychylovací část, pohled y-z

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (4.56)$$

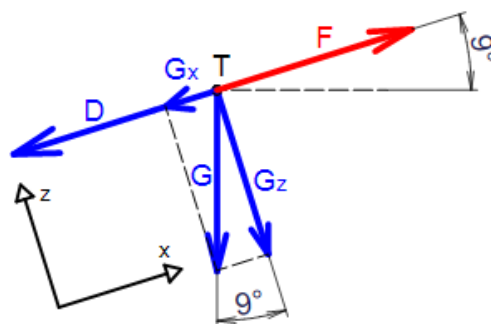
$$-M_{x'} + M_x - G \cdot 233 - L_z \cdot 338 = 0$$

$$M_{x'} = M_x - G \cdot 233 - L_z \cdot 338 = 7272327,94 - 2275,92 \cdot 233 - 16412,1 \cdot 338$$

$$M_{x'} = 1194748,78 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Transportní fáze:

Pro správný návrh vybočovacího válce je zapotřebí znát také velikost síly, potřebné k plynulému pohybu vybočení. Samotná pohonná jednotka je výrobcem navržena pro provoz v maximálním příčném úklonu díla $\pm 10^\circ$. V případě připojení vrtacího stroje je tato hodnota omezena na 9° . Dynamiku vybočení určím tedy jako vybočení vrtacího stroje proti svahu maximálního přípustného příčného úklonu. Velikost zrychlení zde budu vzhledem k rozměrovým parametrům stroje volit pouze $a = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ [17].



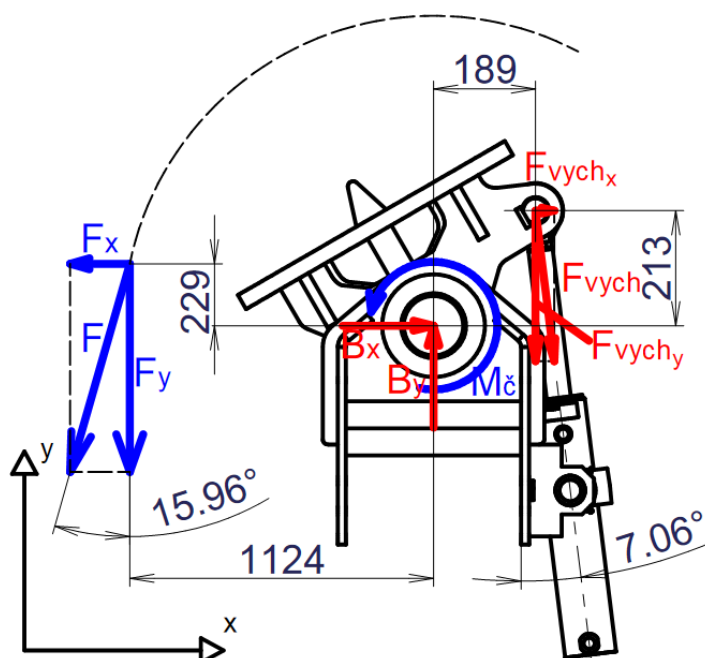
Obr. 4.28 Dynamika vybočení, pohled x-z

$$F = D + G_x = m \cdot a + m \cdot g \cdot \sin 9 = 1941 \cdot 0,5 + 1941 \cdot 9,81 \cdot \sin 9 \quad (4.57)$$

$$F = 3949,2 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (4.58)$$

$$B_z = G_z = m \cdot g \cdot \cos 9 = 1941 \cdot 9,81 \cdot \cos 9 = 18806,75 \text{ N}$$



Obr. 4.29 Dynamika vychýlení, pohled x-y [2]

$$M_{\check{c}} = \frac{r_1 + r_2}{2} \cdot f \cdot m \cdot g \cdot \cos 9 = \frac{59,5 + 98}{2} \cdot 0,1 \cdot 1960 \cdot 9,81 \cdot \cos 9 \quad (4.59)$$

$$M_{\check{c}} = 149553,15 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{vych_x} = F_{vyb} \cdot \sin 7,06 \quad (4.60)$$

$$F_{vych_y} = F_{vyb} \cdot \cos 7,06 \quad (4.61)$$

$$F_y = F \cdot \cos 11,52 \quad (4.62)$$

$$F_x = F \cdot \sin 11,52 \quad (4.63)$$

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (4.64)$$

$$F_y \cdot 1124 + F_x \cdot 229 + M_{\xi} - F_{vyb_x} \cdot 213 - F_{vyb_y} \cdot 189 = 0$$

$$F \cdot \cos 11,52 \cdot 1124 + F \cdot \sin 11,52 \cdot 229 + M_{\xi} - F_{vyb} \cdot \sin 7,06 \cdot 213 - F_{vyb} \cdot \cos 7,06 \cdot 189 = 0$$

$$F_{vyb} = \frac{F \cdot \cos 11,52 \cdot 1124 + F \cdot \sin 11,52 \cdot 229 + M_{\xi}}{\sin 7,06 \cdot 213 + \cos 7,06 \cdot 189}$$

$$F_{vyb} = \frac{3949,2 \cdot \cos 11,52 \cdot 1124 + 3949,2 \cdot \sin 11,52 \cdot 229 + 149553,15}{\sin 7,06 \cdot 213 + \cos 7,06 \cdot 189} = 21893,42 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.65)$$

$$B_y = F \cdot \cos 11,52 + F_{vyb} \cdot \cos 7,06 = 3949,2 \cdot \cos 11,52 + 21893,42 \cdot \cos 7,06 = 21728,4 \text{ N}$$

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.66)$$

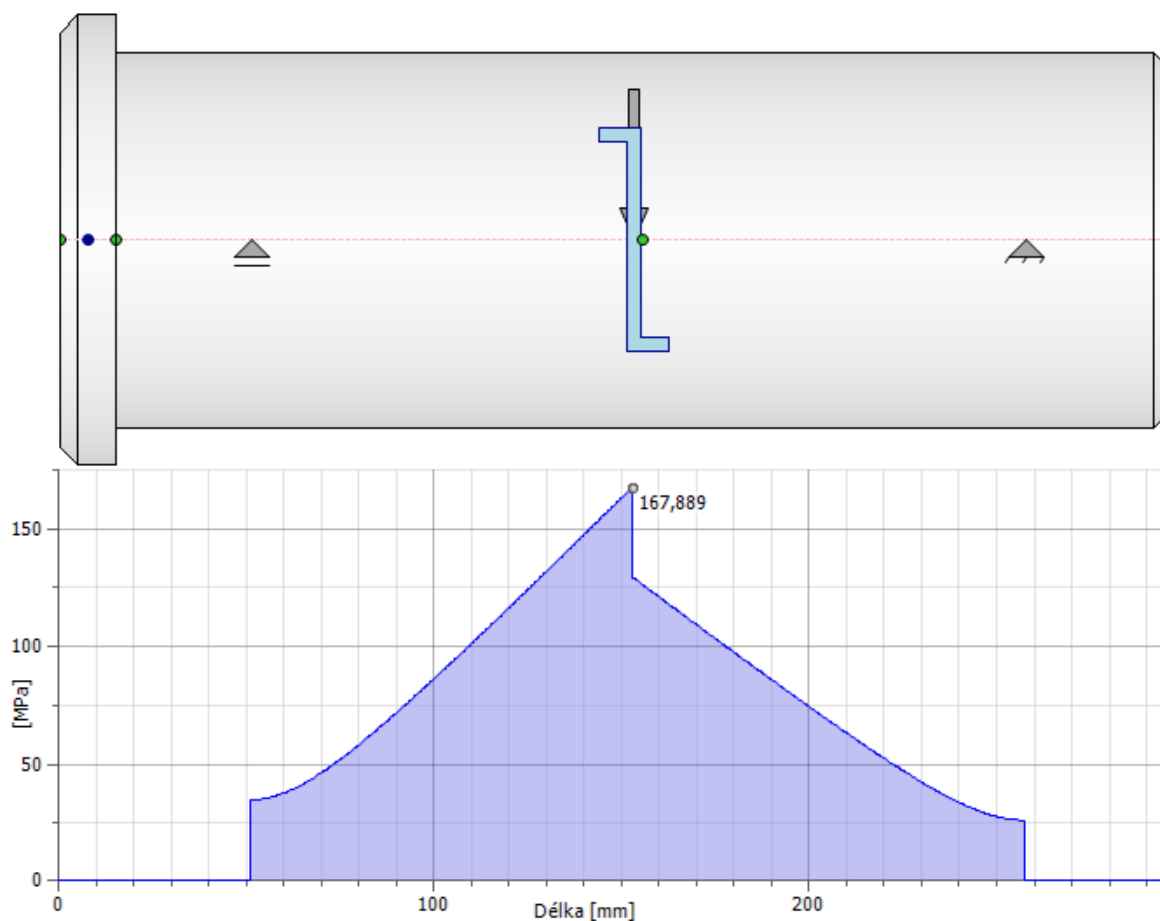
$$B_x = F \cdot \sin 11,52 - F_{vyb} \cdot \sin 7,06 = 3949,2 \cdot \sin 11,52 - 21893,42 \cdot \sin 7,06 = -1902,2 \text{ N}$$

Tab. 4.7 Výsledné reakce vychylovací části

Reakce	Pracovní fáze		Transportní fáze
	Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená	Otočená a vyklopená
B_x [N]	-16412,1	0	-1902,2
B_y [N]	-44814,95	-39000	21728,4
B_z [N]	18688,02	54067,82	18806,75
M_x [N · mm]	1194748,78	28566134,84	
M_y [N · mm]	16096760,95	0	
F_{vyb} [N]	58220,51	0	21893,42

4.5.2 Pevnostní kontrola čepu „B“

I tento čep je zatížen stejným způsobem jako čep „A“. Kontrolu provedu opět zjednodušeným způsobem, ale na straně bezpečnosti s vhodnou dimenzí proti namáhání ohybem. Čep je vždy ve svislé poloze a proti vypadnutí je na jedné straně osazen a na straně druhé zajištěn pružnými kolíky. Nosný průřez zde volím opět 100 mm. Materiál čepu volím 15 230.7 o mezi kluzu $R_e = 835 \text{ MPa}$ [14].



Obr. 4.30 Pevnostní kontrola čepu B [2]

Tab. 4.8 Výsledné hodnoty rozložení napětí v čepu „B“

Napětí / Reakce		Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená
Maximální napětí v ohybu	σ_o [MPa]	107,55	164,23
Maximální smykové napětí	τ_s [MPa]	12,87	20,13
Maximální redukované napětí	σ_{red} [MPa]	109,84	167,89
Reakce v horní podpoře	R_{Hx} [N]	2519,69	0
	R_{Hy} [N]	--55271,66	158070,87
Reakce ve spodní podpoře	R_{Sx} [N]	13892,41	0
	R_{Sy} [N]	100086,61	-119070,87

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{835}{171,31} = 4,87 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (4.67)$$

4.5.3 Pevnostní kontrola kluzných pouzder čepu „B“

I u těchto pouzder bude díky působení momentů docházet ke zmenšování stykové plochy, což neúměrně zvýší měrný tlak. Ze zkušeností z provozu obdobného stroje vím, že v praxi dojde k otlačení pouzder a vytvoření nových styčných ploch, které ale nelze přesně stanovit. Nejspíš ale díky dostatečné dimenzi se podobná pouzdra, v závislosti na vytížení stroje, nemění častěji než jednou ročně. Pouzdra proto zkontroluji na tlak pouze od radiálních sil a budu počítat s patřičným předimenzováním.

Volím materiál obou pouzder bronz [15]:

Rychlost:	do $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota:	$-40 \div 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Dovolený tlak:	$p_D = 40 \text{ MPa}$
Dovolené oteplení:	$(p \cdot v)_D = 2,8 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Radiální pouzdro:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\sqrt{B_x^2 + B_y^2}}{d_c \cdot l_n} \leq p_D \quad (4.68)$$

$$\frac{\sqrt{16412,1^2 + 44814,95^2}}{100 \cdot 118} \leq 40$$
$$4,04 \leq 40$$

Vyhovuje

Axiální pouzdro:

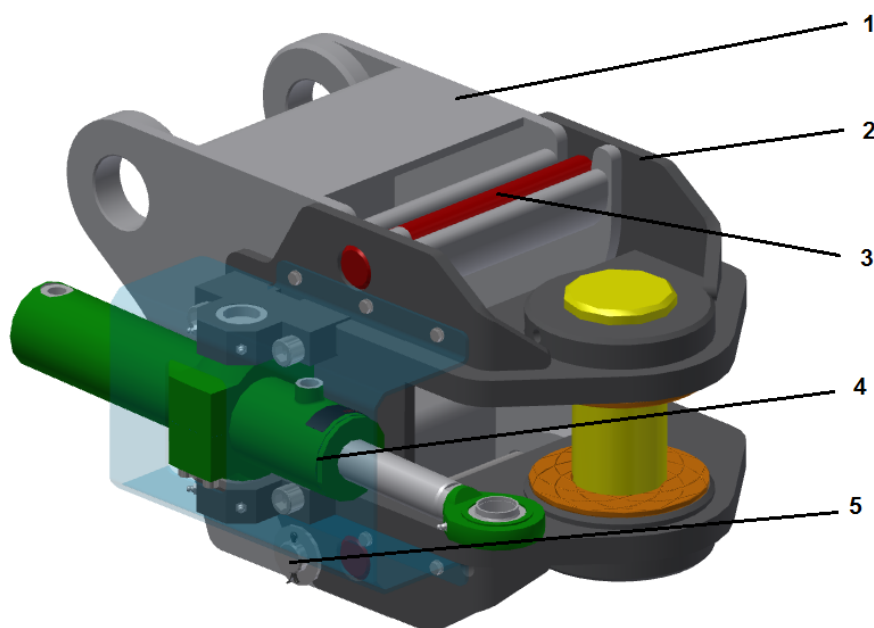
$$p = \frac{F}{S} = \frac{B_z}{\pi \cdot (R^2 - r^2)} \leq p_D \quad (4.69)$$

$$\frac{54067,82}{\pi \cdot (95^2 - 50^2)} \leq 40$$
$$2,64 \leq 40$$

Vyhovuje

4.5 Rychloupínač

Tato část (Obr. 4.31) je spojovacím prvkem mezi vrtacím stojem a ramenem PSU. Propojení je zprostředkováno běžným zasunutím zástrčné části do zásuvné a zavěšením na dva přípojovací čepy. Nechtěnému odpojení je zabráněno zasunutím zajišťovacího čepu. Přípojovací čepy po určení reakcí podrobím pevnostní kontrole. Na obrázku lze také vidět kolíbkové uchycení zvoleného vychylovacího hydromotoru. Dle software [2] má zásuvná část rychloupínače včetně válce vychýlení hmotnost 135 kg, přičemž rovnicí (4.15) je tíha $G = 1324,35 \text{ N}$.

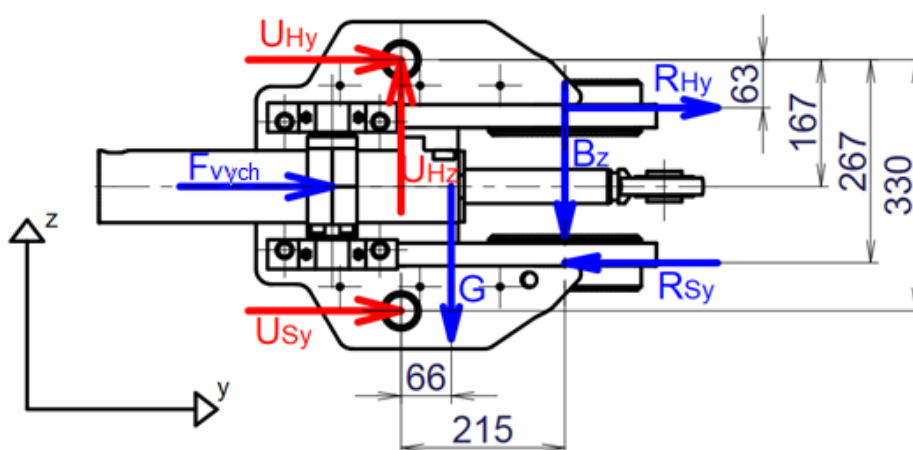


1 – Zástrčná část rychloupínače (PSU), 2 – Zásuvná část rychloupínače,
3 – Připojovací čep, 4 – Vychylovací válec, 5 – Zajišťovací čep

Obr. 4.31 Rychloupínač [2]

4.6.1 Silový rozbor rychloupínače

Reakce v připojovacích čepích rychloupínače určíme pro přímou i otočenou pozici lafety. Z Tab. 4.7 je vidět, že zatížení v transportní fázi je podstatně menší, proto pro ni rychloupínač vyšetřovat nebudu.



Obr. 4.32 Rychloupínač, pohled y-z [2]

$$\sum M_{iH} = 0 \quad (4.70)$$

$$U_{Sy} \cdot 330 - G \cdot 66 + R_{Hy} \cdot 63 - R_{Sy} \cdot 267 - B_z \cdot 215 + F_{vyb} \cdot 167 = 0$$

$$U_{Sy} = \frac{1324,35 \cdot 66 - 55271,66 \cdot 63 + 100086,61 \cdot 267 + 18688,02 \cdot 215 - 58220,51 \cdot 167}{330}$$

$$U_{Sy} = 53404,6 \text{ N}$$

$$\sum F_{iz} = 0 \quad (4.71)$$

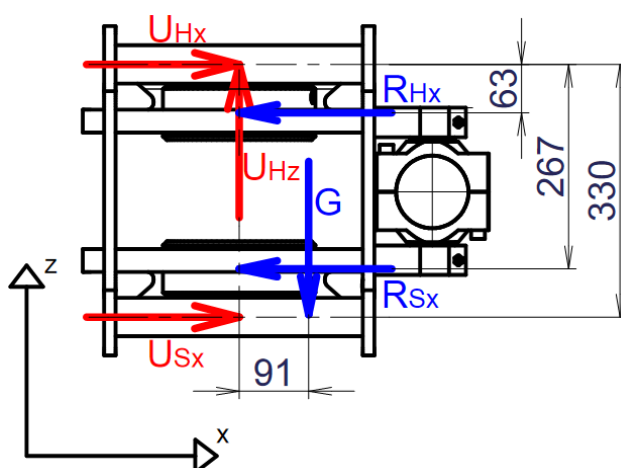
$$U_{Hz} = G + B_z = 1324,35 + 18688,02 = 20012,37 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.72)$$

$$U_{Hy} + U_{Sy} + R_{Hy} - R_{Sy} + F_{vyb} = 0$$

$$U_{Hy} = -U_{Sy} - R_{Hy} + R_{Sy} - F_{vyb}$$

$$U_{Hy} = -53404,6 - 55271,66 + 100086,61 - 58220,51 = -66810,16 \text{ N}$$



Obr. 4.33 Rychloupínač, pohled x-z [2]

$$\sum M_{iH} = 0 \quad (4.73)$$

$$U_{Sx} = \frac{G \cdot 91 + R_{Sx} \cdot 267 + R_{Hx} \cdot 63}{330}$$

$$U_{Sx} = \frac{1324,35 \cdot 91 + 13892,41 \cdot 267 + 2519,69 \cdot 63}{330} = 12086,45 \text{ N}$$

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.74)$$

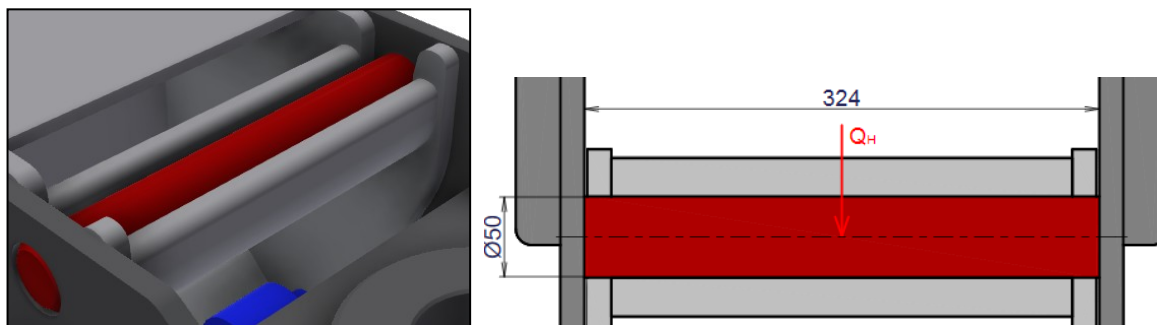
$$U_{Hx} = R_{Hx} + R_{Sx} - U_{Sx} = 2519,69 + 13892,41 - 12086,45 = 4325,65 \text{ N}$$

Tab. 4.9 Výsledné reakce rychloupínače

Reakce	Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená
U_{Hx} [N]	4325,65	0
U_{Hy} [N]	-66810,16	134360,23
U_{Hz} [N]	20012,37	55392,17
U_{Sx} [N]	12086,45	0
U_{Sy} [N]	53404,6	-95360,23

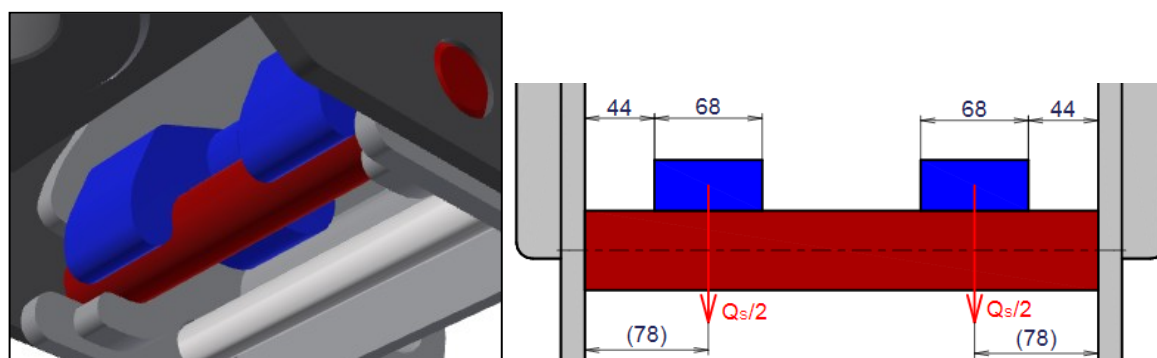
4.6.2 Pevnostní kontrola připojovacích čepů

Z konstrukce rychloupínače lze předpokládat, že připojovací čepy jsou zatěžovány pouze spojitým zatížením. Při zanedbání vůlí jsou klopné momenty v otočené poloze vrtacího stroje zachyceny pomocí tvarové vazby mezi zásuvnou a zástrčnou částí. Materiál samotných čepů je zušlechťená 15 230.7 s minimální mezí kluzu $R_e = 835 \text{ MPa}$ [14]. Čepy názorně zkontroluji pro přímou polohu, ale v Tab. 4.10 uvedu výsledky pro obě polohy.



Obr. 4.34 Horní připojovací čep rychloupínače [2]

V přímé poloze je vlivem zatížení od vrátní spodní čep vytahován z rychloupínače a vzpírá se proti zajišťovacím klapkám.



Obr. 4.35 Spodní připojovací čep rychloupínače [2]

Nahrazení spojitého zatížení:

$$Q_H = \sqrt{U_{Hy}^2 + U_{Hz}^2} = \sqrt{134360,23^2 + 55392,17^2} = 145330,53 \text{ N} \quad (4.75)$$

$$Q_S = U_{Sy} = -95360,23 \text{ N} \quad (4.76)$$

Výpočet napětí ve stříhu:

$$\tau_{sH} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{Q_H}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{145330,53}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 37,01 \text{ MPa} \quad (4.77)$$

$$\tau_{sS} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{Q_S}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{95360,23}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 24,28 \text{ MPa} \quad (4.78)$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{oH} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{Q_H \cdot 324}{2 \cdot 4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{145330,53}{2} \cdot \frac{324}{4}}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 479,62 \text{ MPa} \quad (4.79)$$

$$\sigma_{oS} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{Q_S \cdot 78}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{\frac{95360,23}{2} \cdot 78}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 303,06 \text{ MPa} \quad (4.80)$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oH}^2 + 4 \cdot \tau_{sH}^2} = \sqrt{479,62^2 + 4 \cdot 37,01^2} = 485,3 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

Výpočet statické bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{835}{485,3} = 1,72 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (4.82)$$

Tab. 4.10 Výsledky pevnostní kontroly připojovacích čepů

Reakce	Otočená a vyklopená	Přímá a nevyklopená
τ_{sH} [MPa]	17,76	37,01
τ_{sS} [MPa]	13,6	24,28
σ_{oH} [MPa]	230,17	479,62
σ_{oS} [MPa]	45,69	303,06
σ_{red} [MPa]	232,89	485,3
k_s [-]	3,59	1,72

4.6.3 Kontrola rychloupínače na otláčení

Dotykové plochy mezi zástrčnou a zásuvnou částí rychloupínače je potřeba zkontrolovat na tlak. Zkontroluji je pro spodní čep (Obr. 4.35), kde je sice o trochu menší zatížení, ale také podstatně menší dotykové plochy. Vzhledem k možným vřlím a dynamickému zatížení stanovím dovolené napětí v tlaku z meze kluzu pro poněkud vyšší bezpečnost $k = 2,5$. Zástrčná část rychloupínače na PSU je vyrobena ze zušlechtěného materiálu S 690 QL který má mez kluzu $R_e = 690 \text{ MPa}$ [14]. Bude tedy měkčí než zušlechtěný materiál připojovacích čepů ČSN 15 230.7.

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{690}{2,5} = 276 \text{ MPa} \quad (4.83)$$

Kontrola na otlačení:

$$\sigma_p = \frac{F}{S} = \frac{Q_s}{2 \cdot L \cdot d} \leq \sigma_D \quad (4.84)$$

$$\frac{95360,23}{2 \cdot 68 \cdot 50} \leq 276$$

$$14,02 \leq 276$$

Vyhovuje

4.6 Přímočaré hydromotory

Hydraulické systémy těchto zařízení se zpravidla vybavují hydraulickými zámky a tlakovými ventily pro udržení pracovního zatížení a špičkového tlaku. Z těchto důvodů lze válce zvolit pouze pro sílu nutnou k pohybu vrtacího stroje a zkontrolovat je na vzpěr při pracovním zatížení. Já zvolím válce dle maximální síly při práci stroje, což je předimenzováním, ale na straně bezpečnosti.

Aby bylo zamezeno ohýbání nebo vybočení pístnice válce v jakékoliv poloze, musí být věnována pozornost délce zdvihu, zatížení a připojení válce [18]. Ve všech případech se ale pohybují v doporučených mezích stanovených výrobcem. Proto zvolené válce nebudu dále kontrolovat.

Hydromotor výsunu:

Požadavky:

Zdvih: $h = 1000 \text{ mm}$

Síla: $F_{vys} = 39000 \text{ N}$

Výpočet plochy:

$$S = \frac{F_{vys}}{\Delta p_m} = \frac{39000}{12,5} = 3120 \text{ mm}^2 \quad (4.85)$$

Výpočet průměru:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3120}{\pi}} = 63,03 \text{ mm} \quad (4.86)$$

Volba hydromotoru[19]:

⇒ Volím přímočarý hydromotor **CDL2MP5_80_45_1000D1X_B11CFUMWW_162005960**

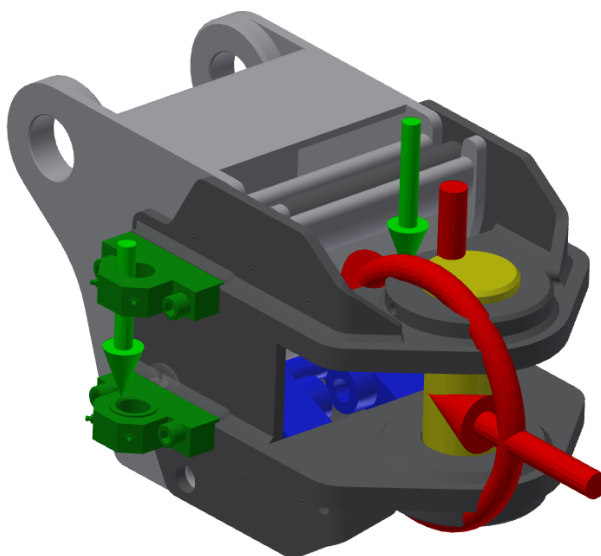
Výpočet rychlosti zdvihu:

$$v = \frac{Q}{S_{skut}} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{4,22 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,08^2}{4}} = 0,84 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.87)$$

5 Pevnostní analýza

Pomocí pevnostní analýzy určím napětí v rychloupínači při práci vrtacího stroje v základní poloze a při otočené a vyklopené lafetě. Využívám přitom software Autodesk Inventor 2015 [2]. Na základně vzniklého napětí a deformací posoudím pevnost dané části, přičemž se zaměřím na připojovací čepy. Ty jsou hlavním parametrem daného rychloupínacího systému, a proto dle jejich pevnosti rozhodnu, zda je vhodné připojit k PSU 10000 tento vrtací stroj.

Abych získal maximálně přesné výsledky, svařenec jsem upravil do co nejpřesnější (reálné) podoby. V tomto případě jsem počítal i s vůlemi, které jsou pro funkci rychloupínače nutné, zvláště při znečištění. Na vykreslení napětí mají velký vliv zejména pro zmenšení stykových ploch, ale pro reálnou hodnotu deformace bylo nutné sestavit díly ve vůlích podle daného zatížení. Rozhodl jsem se také vozík nesimulovat jako jednotlivý díl, ale jako sestavu. Připojené díly mají totiž velký vliv na deformaci. Aby ale výpočet nebyl zbytečně složitý, některé navazující sestavy jsem zjednodušil na jednodílný celek. Zatížení zásuvné části rychloupínače s připojovacími čepy tak můžu zadat skrze tyto navazující díly a přitom získám reálnou interakci jednotlivých dílů.



Obr. 5.1 Simulovaná sestava [2]

Okrajové podmínky:

Materiál

Materiál „ocel“ je v tomto software nastavený pro ne příliš jakostní materiál s přibližnou mezí kluzu $R_e = 200 \text{ MPa}$. Mnou sledované čepy jsou ale ze zušlechtěného materiálu 15 230.7. Zbytek svařence je z podobné oceli S690 QL, která je typická pro stavbu těžebních zařízení, zemních strojů a podobně. Tyto materiály jsem si sám ručně v software definoval a počítal s nimi dále.

Vazby:

Jelikož mne zajímá pouze deformace zásuvné části, umístil jsem pevnou vazbu přímo na konfrontující díly zástrčné části rychloupínače. Tímto jsem znemožnil deformaci a projev napětí na této části a předpokládám její dostatečnou tuhost.

Dotyky:

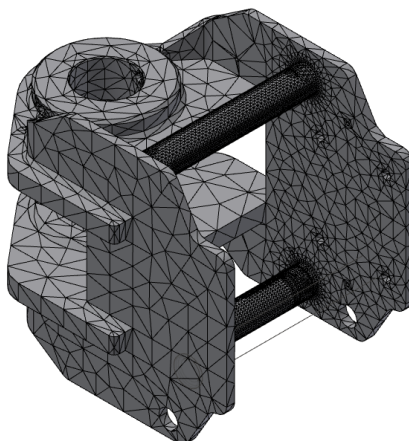
Nejdříve jsem nechal software [2] vygenerovat automatické dotyky a poté jsem je upravil tak, aby odpovídaly skutečnosti. Pro přesné výsledky je správná volba dotyků zásadní. Vázané dotyky jsem simuloval šroubové spojení uchycení vychylovacího válce. Vázaným dotykem jsem také napodobil zajištění hlavního čepu „B“. Vzhledem k zajištění čepu jsem na protější osazení čepu volil dotyk posouvání bez oddělení. Vzájemný vliv všech zbylých dotykových ploch jsem napodobil dotykem separace.

Zatížení:

Jelikož simuluji sestavu, jednotlivá zatížení vkládám na okrajové části, tedy na hlavní čep „B“ a uchycení vychylovacího válce. Vycházím tedy z Tab. 4.7. Na Obr. 5.1 lze vidět zatížení pro přímou polohu. Zatížení v otočené poloze s vyklopenou lafetou je nevyšeno také o přídržnou sílu vychylovacího válce. Abych získal pokud možno co nejpřesnější výsledky, počítám i s tíhovou silou.

Nastavení sítě:

Při nastavení sítě je dobré si uvědomit, že zde nepočítáme spojitě kontinuum tělesa ale pouze v určité množině bodů. Napětí v prostoru mezi vrcholy software určuje pomocí lineární závislosti. Proto je nastavení sítě pro výpočet velmi citlivou záležitostí. Malá hustota sítě znamená jednoduchý výpočet ale nepřesné výsledky. Naopak velká hustota sítě znamená větší přesnost, ale velmi náročný a zdlouhavý výpočet. Jelikož mne zajímá rozložení napětí hlavně v připojovacích čepech, jejich síť jsem nastavil podrobnějších 5 mm (Obr. 5.2). Na zbylé části jsem zvolil automatické rozložení.

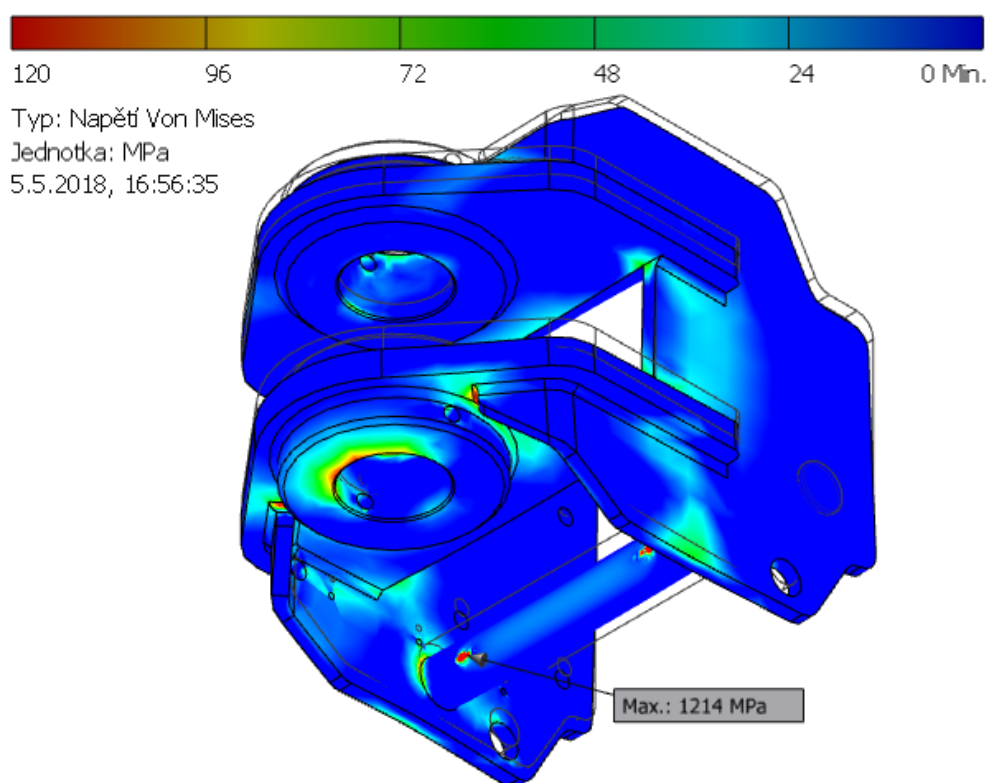


Obr. 5.2 Nastavení sítě [2]

Simulace:

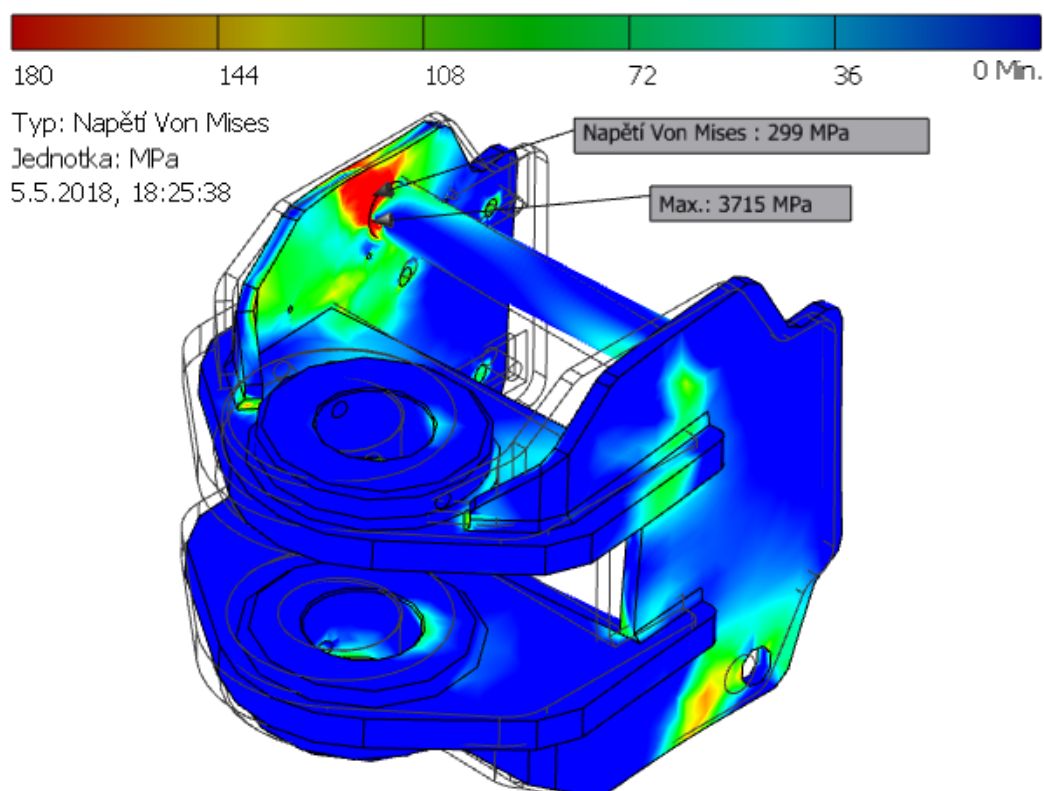
Napětí Von Mises

Napětí Von Mises představuje redukované napětí. Z tohoto napětí se určuje součinitel bezpečnosti. Na Obr. 5.3 je zásuvná část zatížena v přímé poloze. Obecně lze říci, že zatížení se na součásti příliš neprojevovalo. Kritická červená místa vznikají pouze na místech, kde přichází do kontaktu ostré hrany, proto maximální napětí 1214 MPa je v tomto případě pouze teoretický údaj, který by ve skutečnosti byl menší. Vzhledem k použitým materiálům s mezí kluzu 690 a 835 MPa lze říci, že v tomto případě je součást odolná.



Obr. 5.3 Redukované napětí přímá poloha [2]

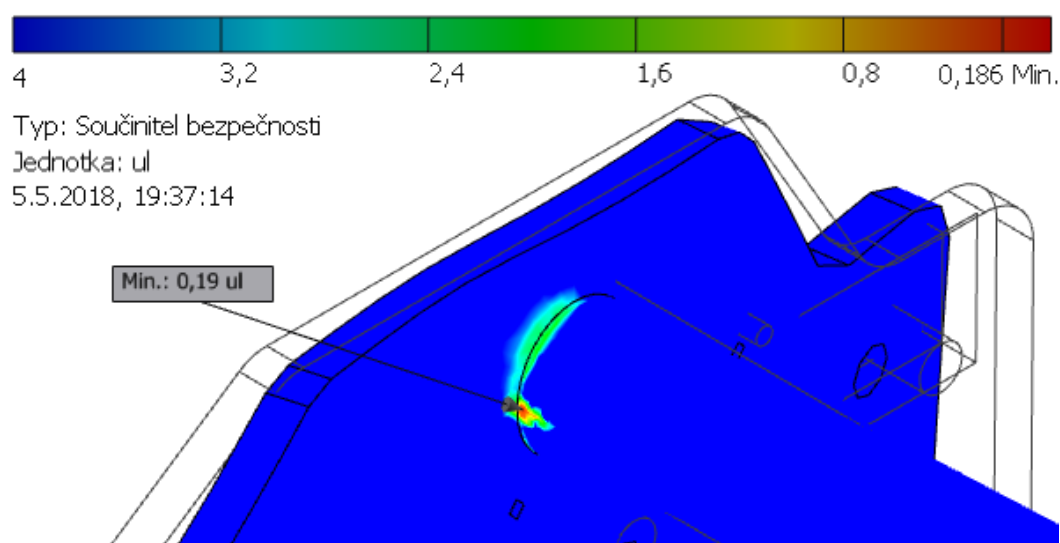
Na Obr. 5.4 je rozložení napětí při práci stroje v otočené poloze s vyklopenou lafetou. Myslím, že je jasné, že tato poloha je pro rychloupínač horší. Je zde vidět napětí také v bočních stěnách, které vzniká od zachycení klopných momentů, což teoreticky snižuje zatížení připojovacích čepů. Zde se mi ale podařilo nasimulovat opravdu reálný stav, kdy počítám také s nutnými vůlemi, které ale zase zapříčiňují bodové zatížení čepů, což se projevilo maximálním napětím 3715 MPa. Je ale vidět, že se jedná pouze o špičkové napětí. Hůř je na tom místo napojení čepu do bočnice na straně vychylovacího válce. Zde je reálná hodnota napětí okolo 300 MPa, což je ale pořád na straně bezpečnosti.



Obr. 5.4 Redukované napětí otočená poloha [2]

Součinitel statické bezpečnosti:

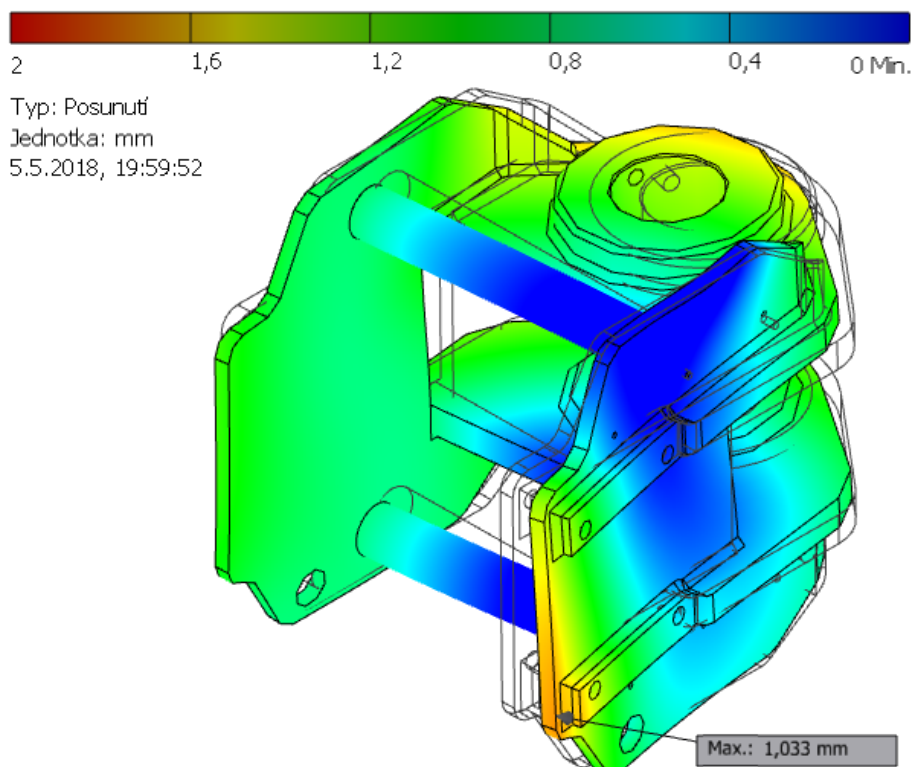
Z Obr. 5.5 je vidět, že odpovídá rozložení napětí na předchozím Obr. 5.4. Součinitel statické bezpečnosti by se měl v ideálním případě pohybovat mezi 1,5 až 2,5. Proto jsem zde upravil rozsah barevné škály tak, aby bylo jasné, jak na tom oblast s nejvyšším napětím je. Je hezky vidět, že nevyhovující oblast je zde velmi malá a ve skutečnosti by neměla způsobit problém. Ačkoli je tento výsledek v doporučených mezích, myslím si, že se jedná o poměrně hraniční hodnotu.



Obr. 5.5 Součinitel bezpečnosti [2]

Posunutí:

Maximální posunutí 1 mm je myslím si už docela velká hodnota. Projevilo se na mnou očekávaném místě, kde je uchycen vychylovací válec. Konstrukce by bylo možné upravit jedním žebrem společně s úpravou krytu válce. Ale vzhledem k velikosti součásti a zatížení se jedná o stále vyhovující hodnotu.



Obr. 5.6 – Posunutí vozíku [2]

Za výsledek pevnostní analýzy lze považovat několik faktů. Ze dvou simulovaných stavů je pro rychloupínací systém horší vrtání v poloze otočeného vrtacího stroje s vyklopenou lafetou. S ohledem na zatížení čepů je to přesně naopak, než při ručním výpočtu, což zapříčinilo zanedbání klopných momentů. Obecně můžu říci, že dimenze zkoumané součásti je odpovídající zatížení.

6 Závěr

V této diplomové práci jsem provedl stručnou rešerši a analýzu problému týkající se problematiky připojení výměnného nářadí k víceúčelovým strojům. Navrhl jsem řešení propojení vrtací lafety s teleskopickým ramenem PSU včetně polohovacích prvků. Pevnostně jsem zkontroloval důležité části zařízení a provedl jsem kompletní silový rozbor vrtacího stroje ve vytipovaných polohách. Tím jsem získal přehled o vznikajícím zatížení při vrtání. Koncovou část vrtacího stroje jsem také podrobil pevnostní analýze. Konstrukční řešení je podloženo výkresovou dokumentací, která je obsažena v příloze.

Jedním z cílů této práce je určitá analýza možností rychlovýměnného systému PSU, ke které jsem došel v samotném závěru. Velikost rychloupínače není odvozena od velikosti pracovního nářadí, jak by se na první pohled zdálo, ale od velikosti pohonné jednotky, v mém případě PSU. Charakteristickým prvkem každého rychloupínače jsou připojovací čepy, které jsou součástí teleskopického ramene PSU. Dle pevnostní kontroly i následující pevnostní analýzy jsem došel k závěru, že mnou navržený vrtací stroj lze připojit na rychlovýměnný systém PSU a bezpečně jej provozovat. Pevnostní analýza však vykazuje přesnější výsledky, které jsou relativně blízko hranice bezpečnosti. S přihlédnutím na velikost stroje a dynamické zatížení proto doporučuji zaměnit rychloupínací systém za větší s připojovacími čepy o průměru 60 mm.

V závěru bych rád uvedl pár úprav a doporučení. V rámci bezpečného provozu zařízení, s přihlédnutím na množství polohovacích prvků, velikosti stroje a přítomnosti tlakové energie, je jistě vhodné zakázat přítomnost dalších osob v manipulačním prostoru stroje. V rámci bezporuchového provozu zařízení doporučuji zejména kvalitní proškolení obsluhy a pravidelnou údržbu. Při provozu vrtacího stroje lze docílit kolizí s teleskopickým ramenem PSU, což může vést k poškození stroje. Je nutné se těchto kolizí vyvarovat a upozornit na ně v provozním návodu stroje. Zjišťovaná rychlost zdvihu přímočarých hydromotorů je vyhovující, až na vychylovací válec. Zde je rychlost příliš vysoká a proto doporučuji snížit průtok oleje škrtkícím ventilem a získat tak adekvátní rychlost vychýlení. Posouzení připojení vrtacího stroje k PSU 10 000 prostřednictvím pevnosti rychloupínacího systému je myslím si nedostačující. Doporučuji prověřit také stabilitu sestavy při vrtání a pojezdu PSU.

Diplomová práce prezentuje znalosti nabyté v rámci projektu Institut čistých technologií těžby a užití energetických surovin - Projekt udržitelnosti. Identifikační kód: LO1406. Projekt je podporován Národním programem udržitelnosti financovaném ze státního rozpočtu ČR.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] OPĚLA, Jaroslav. *Vrtací lafeta*. Ostrava, 2016. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
- [2] *Software: Autodesk Inventor Professional 2015*. b.r.
- [3] ŠEFL, Zdeněk a Anna ŠEFLOVÁ. *Razicí stroje a komplexy II: Nakládací stroje*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1995. ISBN 80-7078-264-1.
- [4] *Ferrit s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: www.ferrit.cz
- [5] ŠEFL, Zdeněk. *Stroje a zařízení pro ražení a vyztužování důlních děl: Díl II. Vrtná zařízení pomocná*. I. vydání. Ostrava: Ediční středisko VŠB v Ostravě, 1967.
- [6] *Lehnhoff Hartstahl GmbH* [online]. b.r. [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: www.lehnhoff.de
- [7] *MANATECH CZ s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2018-02-28]. Dostupné z: <http://www.manatech.cz/>
- [8] *Bagry.cz: Vše o stavebních strojích pro zemní práce* [online]. b.r. [cit. 2018-03-01]. Dostupné z: www.bagry.cz
- [9] *TRIGA* [online]. b.r. [cit. 2018-03-08]. Dostupné z: <http://www.triga.cz>
- [10] *Naklápecí rotátory s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: <http://www.naklapecirotatory.cz>
- [11] *Miller* [online]. b.r. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <http://www.millergroundbreaking.com/>
- [12] *Faster S.p.A.* [online]. b.r. [cit. 2018-03-12]. Dostupné z: <http://www.fastercouplings.com>
- [13] ŠEFL, Zdeněk a Anna ŠEFLOVÁ. *Razicí stroje a komplexy I.: Vrtací stroje a zařízení*. I. vydání. Ostrava: Vysoká škola báňská v Ostravě, 1992. ISBN 80-7078-173-4.
- [14] *HORNICTVÍ.info* [online]. b.r. [cit. 2018-03-30]. Dostupné z: <http://podzemi.solvayovylomy.cz/>
- [15] ČSN 01 5906: *Mazací otvory, drážky a kapsy pro kluzná uložení*. 1974.
- [16] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [17] *Katalog kluzných ložisek* [online]. b.r. [cit. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/f9212d42191fb7d6825db7be62a6f759/bronzskapsami.pdf>
- [18] *Cone Drive* [online]. b.r. [cit. 2018-04-16]. Dostupné z: <http://conedrive.com/>

-
- [19] *Návod k použití: Vrtací rameno VRH50F*. Staré město: Ferrit s.r.o., 2015.
- [20] *ČSN EN ISO 4413: Hydraulika - Všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti*. 2011.
- [21] *Bosch Rexroth AG* [online]. b.r. [cit. 2016-11-02]. Dostupné z:
<https://www.boschrexroth.com/en/xc/>

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázky:

Obr. 1.1 Vrtací lafeta [1]	10
Obr. 1.2 Vrtací zařízení [2]	10
Obr. 1.3 Polohovací hydromotory [2]	11
Obr. 2.1 Univerzální stroj na pásovém podvozku [4]	12
Obr. 2.2 Rychloupínač Lehnhoff [6]	13
Obr. 2.3 Rychlovýměnný rám [7]	13
Obr. 2.4 Lžíce uchycená přímo na čepy [8]	14
Obr. 2.5 Čepový rychloupínač Pick Up Pin [9]	14
Obr. 2.6 Twin Lock systém zajištění [11]	16
Obr. 2.7 Push-pull rychlospojka [12]	17
Obr. 2.8 Rychlospojka MultiFaster [12]	17
Obr. 2.9 Naklápěcí rotátor [10]	18
Obr. 3.1 zálomové ražení [14]	19
Obr. 3.2 Bezzálomové ražení [14]	20
Obr. 3.3 Možná pracovní poloha	23
Obr. 4.1 Připojovací rozměry [2]	24
Obr. 4.2 Rychloupínací systém PSU 10 000 [4]	25
Obr. 4.3 Vrtací lafeta [2]	25
Obr. 4.4 Reakce vrtací lafety v přímé poloze [2]	26
Obr. 4.5 Lafeta v pozici zasunutá, vyklopená a otočená [2]	27
Obr. 4.6 Lafeta otočená a zasunutá, pohled x-y [2]	27
Obr. 4.7 Lafeta otočená a zasunutá, pohled y-z [2]	28
Obr. 4.8 Lafeta otočená a zasunutá, pohled x-z [2]	29
Obr. 4.9 Výklopná část [2]	30
Obr. 4.10 Výklopná část přímá a nevyklopená, pohled y-z [2]	31
Obr. 4.11 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled x-y [2]	32
Obr. 4.12 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled x-z [2]	32
Obr. 4.13 Výklopná část otočená a vyklopená, pohled y-z [2]	33
Obr. 4.14 Dynamika vyklopení [2]	34
Obr. 4.15 Kontrola hlavního čepu „A“ [2]	35
Obr. 4.16 Průběh namáhání čepu „A“ [2]	36
Obr. 4.17 Rotační část [2]	38
Obr. 4.18 Rotační část otočená a vyklopená, pohled x-y [2]	38
Obr. 4.19 Rotační část otočená a vyklopená, pohled y-z [2]	39
Obr. 4.20 Rotační část otočená a vyklopená, pohled x-z [2]	40
Obr. 4.21 Dynamika otočení [2]	41
Obr. 4.22 Ložisková otoč WEA 19B [18]	41
Obr. 4.23 Kontrola svaru příruby	42
Obr. 4.24 Vychylovací část [2]	44
Obr. 4.25 Vychylovací část, pohled x-y [2]	45
Obr. 4.26 Vychylovací část, pohled x-z [2]	45
Obr. 4.27 Vychylovací část, pohled y-z	46
Obr. 4.28 Dynamika vybočení, pohled x-z	47

Obr. 4.29 Dynamika vychýlení, pohled x-y [2]	47
Obr. 4.30 Pevnostní kontrola čepu B [2]	49
Obr. 4.31 Rychloupínač [2]	51
Obr. 4.32 Rychloupínač, pohled y-z [2]	51
Obr. 4.33 Rychloupínač, pohled x-z [2]	52
Obr. 4.34 Horní připojovací čep rychloupínače [2]	53
Obr. 4.35 Spodní připojovací čep rychloupínače [2]	53
Obr. 5.1 Simulovaná sestava [2]	57
Obr. 5.2 Nastavení sítě [2]	58
Obr. 5.3 Redukované napětí přímá poloha [2]	59
Obr. 5.4 Redukované napětí otočená poloha [2]	60
Obr. 5.5 Součinitel bezpečnosti [2]	60
Obr. 5.6 – Posunutí vozíku	61

Tabulky:

Tab. 2.1 Tabulka zatížení Severský standard [10]	15
Tab. 3.1 Výchozí poloha [2]	20
Tab. 3.2 Polohy vysunutí [2]	21
Tab. 3.3 Polohy vyklopení [2]	21
Tab. 3.4 Polohy rotace [2]	22
Tab. 3.5 Polohy vychýlení [2]	22
Tab. 4.1 Výchozí hodnoty vrtací lafety [1]	24
Tab. 4.2 Výchozí hodnoty hydraulického systému	24
Tab. 4.3 Reakce vrtací lafety v pracovním režimu	29
Tab. 4.4 Výsledné hodnoty reakcí výklopné části	35
Tab. 4.5 Výsledné hodnoty rozložení napětí v čepu „A“	36
Tab. 4.6 Výsledné hodnoty reakcí rotační části	40
Tab. 4.7 Výsledné reakce vychylovací části	48
Tab. 4.8 Výsledné hodnoty rozložení napětí v čepu „B“	49
Tab. 4.9 Výsledné reakce rychloupínače	52
Tab. 4.10 Výsledky pevnostní kontroly připojovacích čepů	54

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Standard symetrických rychloupínačů [10]

Výkresová dokumentace:

Název	Číslo výkresu	Druh dokumentu
VRTACÍ STROJ	OPE0012-S01	Výkres sestavy
RYCHLOUPÍNAČ	OPE0012-S02	Výkres svarku
VYCHYLOVACÍ ČÁST	OPE0012-S03	Výkres svarku
ROTAČNÍ ČÁST	OPE0012-S04	Výkres svarku
DORAZ ROTACE	OPE0012-S05	Výkres svarku
ROTAČNÍ ČÁST	OPE0012-S06	Výkres sestavy
VYKLÁPĚCÍ ČÁST	OPE0012-S07	Výkres sestavy
VYKLÁPĚCÍ ČÁST	OPE0012-S08	Výkres sestavy
OPĚRA	OPE0012-S09	Výkres sestavy
OPĚRA	OPE0012-S10	Výkres sestavy
KLUZNÉ ULOŽENÍ	OPE0012-S11	Výkres sestavy
KRYT	OPE0012-V01	Výrobní výkres
LEVÁ DESKA	OPE0012-V02	Výrobní výkres
PRAVÁ DESKA	OPE0012-V03	Výrobní výkres
NÁVAREK	OPE0012-V04	Výrobní výkres
PŘIPOJOVACÍ DESKA	OPE0012-V06	Výrobní výkres
PŘIPOJOVACÍ ČEP	OPE0012-V07	Výrobní výkres
HL. ČEP „A“	OPE0012-V08	Výrobní výkres
HL. ČEP „B“	OPE0012-V09	Výrobní výkres
AXIÁLNÍ POUZDRO	OPE0012-V10	Výrobní výkres
NÁBOJ	OPE0012-V11	Výrobní výkres
DORAZ ROTACE	OPE0012-V12	Výrobní výkres
ŽEBRO	OPE0012-V13	Výrobní výkres
DORAZOVÉ ŽEBRO	OPE0012-V14	Výrobní výkres
PŘIPOJOVACÍ DESKA	OPE0012-V15	Výrobní výkres
PŘÍRUBA	OPE0012-V16	Výrobní výkres
RADIÁLNÍ POUZDRO	OPE0012-V17	Výrobní výkres
PŘÍRUBA	OPE0012-V18	Výrobní výkres
ZPEVNĚNÍ	OPE0012-V19	Výrobní výkres
ZÁVĚSNÉ OKO	OPE0012-V20	Výrobní výkres

Název	Číslo výkresu	Druh dokumentu
BOČNICE LEVÁ	OPE0012-V21	Výrobní výkres
BOČNICE PRAVÁ	OPE0012-V22	Výrobní výkres
SPOJNICE SPODNÍ	OPE0012-V23	Výrobní výkres
SPOJNICE HORNÍ	OPE0012-V24	Výrobní výkres
VODÍČÍ PROFIL	OPE0012-V25	Výrobní výkres
NÁBOJ	OPE0012-V26	Výrobní výkres
ŽEBRO VELKÉ	OPE0012-V27	Výrobní výkres
ŽEBRO MALÉ	OPE0012-V28	Výrobní výkres
ZÁTKA	OPE0012-V29	Výrobní výkres
ZÁVITOVÝ NÁVAREK	OPE0012-V30	Výrobní výkres
BOČNICE	OPE0012-V31	Výrobní výkres
SPOJNICE PŘEDNÍ	OPE0012-V32	Výrobní výkres
RADIÁLNÍ POUZDRO	OPE0012-V33	Výrobní výkres
KLUZNÝ BLOK	OPE0012-V34	Výrobní výkres
ZÁTKA	OPE0012-V35	Výrobní výkres
DORAZ	OPE0012-V36	Výrobní výkres
VLOŽKA OPĚRY	OPE0012-V37	Výrobní výkres
OPĚRNÁ DESKA	OPE0012-V38	Výrobní výkres
ČEP	OPE0012-V39	Výrobní výkres
KRYT	OPE0012-V40	Výrobní výkres
ČEP	OPE0012-V41	Výrobní výkres
DESKA	OPE0012-V42	Výrobní výkres
AXIÁLNÍ POUZDRO	OPE0012-V43	Výrobní výkres
ČEP	OPE0012-V44	Výrobní výkres
ČEP	OPE0012-V45	Výrobní výkres
ČEP	OPE0012-V46	Výrobní výkres

PŘÍLOHY:

Příloha A – Standard symetrických rychloupínačů [8]

Symetrické rychloupínače pro rypadla (S-standard). Revidováno 28.5.2010

Strana 1 z 5

Symetrické rychloupínače pro rypadla

Standardizace vydaná Sdružením švédských výrobců
a dodavatelů strojů (Maskinleverantörerna)

Překlad originálního dokumentu z 28. května 2010



Maskinleverantörerna
PO Box 22307
SE-104 22 Stockholm
Sweden
www.maskinleverantorema.se

Telefon: +46 8 508 938 80
Fax: +46 8 508 938 86
Email: info@maskinleverantorema.se



NAKLÁPĚCÍ ROTÁTORY | Žďár 38, 507 91 Levínská Olešnice | +420 603 833 041 | www.naklapecirotatory.cz
ocelové zápěstí pro Vaše rypadlo

1. Úvod

Standard symetrických rychloupínačů pro rypadla (S-standard) je průmyslový standard vlastněný a spravovaný nezávislým Sdružením švédských výrobců a dodavatelů strojů – Maskinleverantörerna. S-standard byl vyvinut za účelem vytvoření konkurenceschopného standardu rychloupínačů pro vlastníky strojů, výrobce a prodejce rypadel a jejich pracovních nástrojů.

Největšími výhodami S-standardu pro vlastníky rypadel jsou nízká konstrukční výška, širší konstrukce upnutí, poměrně nízká hmotnost a v neposlední řadě bezúdržbovost ve srovnání s mnoha jinými rychloupínači vyskytujícími se mezinárodním trhu. Principem rychloupínačů S-standardu je klín, který společně s příslušným upnutím na pracovním nástroji zajišťuje daleko vyšší bezpečnost jak pro strojníka, tak pro ostatní personál.

2. Kontext

Ve Švédsku byly rychloupínače pro rypadla vyvinuty v 70. letech 20. století. V 80. a 90. letech se na švédském a severském trhu s rypadly rozšířily různé varianty rychloupínačů. Upínače a uchycení pracovních nástrojů vyráběla řada různých na sobě nezávislých výrobců.

Protože chyběl jednotný standard s jasně definovanými rozměry a tolerancemi, často se produkty vyráběly a dodávaly s různými mírami a tolerancemi, což mělo za následek nízkou vzájemnou kompatibilitu produktů od různých výrobců. To způsobovalo velké problémy a znamenalo zbytečné výdaje pro dodavatele strojů, koncové zákazníky a také samotné výrobce.

Symetrická upnutí existovala již dlouho pro rypadlonakladače a několik let také pro středně velká rypadla. To se stalo základem pro S-standard při jeho vzniku na podzim roku 2000. S-standard byl aktualizován v roce 2006 a v roce 2010 byl znovu aktualizován a upřesněn.

3. Účel

Účelem vzniku S-standardu je:

1. Vytvořit standard, který je bezpečný, uživatelsky přátelský a odpovídá mezinárodním normám, jako např. EN474 a zaváděné ISO13031.
2. Vytvořit konkurenceschopný a otevřený průmyslový standard, který není kontrolován jedním výrobcem, ale uznanou a nezávislou oborovou organizací.
3. Vytvořit jednotné značení rychloupínačů různých velikostí v rámci standardu.
4. Vytvořit jednotný výrobní standard s rozměry a tolerancemi přizpůsobenými efektivní výrobě.
5. Vytvořit návrh, který umožní levně a jednoduše upravit nové i starší lžíce a příslušenství.
6. Vytvořit návrh, který zachová kompatibilitu s takzvaným sendvičovým příslušenstvím, jako jsou naklápací rotátory apod. s rychloupínačem nahoře i dole.
7. Vytvořit standard, který v nejvyšší možné míře zachová normální pracovní schopnosti rypadla.
8. Šířka upínačů bude harmonizovaná a bude kompatibilní se šířkou násad většiny rypadel v zamýšleném rozpětí velikostí.
9. Upínání nebude mít vůle a nebude vyžadovat individuální vymezování vůlí.
10. Konstrukce upínačů umožní v budoucnosti vestavět plně automatický systém připojení hydraulických hadic a elektrických kabelů.
11. Bude podporován většinou švédských a severských dodavatelů strojů a příslušenství.



4. Značení v rámci standardu

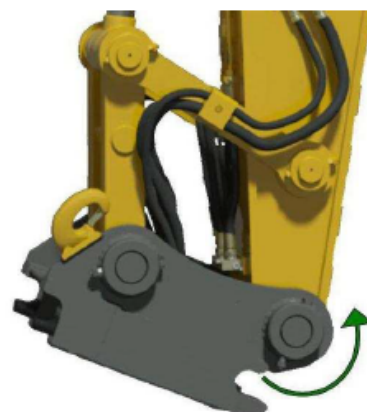
V rámci S-standardu existuje 12 velikostí, jejichž označení vychází z průměrů upínacích čepů, a to S30, S40, S45, S50, atd. až do S120.

Každý výrobce rychloupínačů může dle potřeby umístit značku své firmy před označení upnutí. Označení upnutí bude zaručovat, že upínač snese příslušný točivý moment uvedený v tabulce zatížení (viz níže) a že tolerance se pohybují v rozsahu uvedeném v tabulce rozměrů a tolerancí (viz níže).

5. Točivý moment

Standard zahrnuje požadavek, jaký nejmenší pozitivní a negativní točivý moment musí jednotlivé velikosti rychloupínačů vydržet. Pozitivním točivým momentem vzhledem k ose otáčení rychloupínače se myslí moment ve směru bagrování a negativní je ve směru vyprazdňování lžice.

Viz Obr.1.



Obr.1 Pozitivní točivý moment

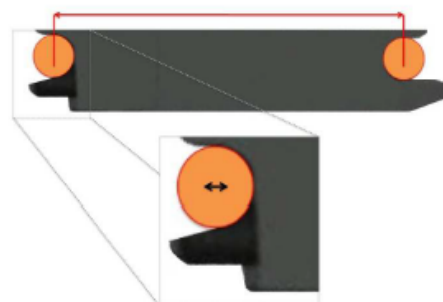
6. Tolerance

Výrobní nepřesnosti nastanou při každé výrobě, tudíž se týkají i upnutí lžic a rychloupínačů splňujících S-standard. Přijatelné tolerance S-standardu jsou uvedeny v Tabulce rozměrů a tolerancí.

Pro zajištění maximální životnosti pracovních nástrojů a rychloupínače je nanejvýš důležité, aby tolerance byly na správných místech rychloupínače.

V rámci S-standardů usilujeme o maximální styčnou plochu v předním upínacím čepu (blíže rypadlu), kde jsou při pozitivním točivém momentu rypné síly největší.

Zadní upnutí čepu musí být zkonstruováno tak, aby při vysunutém klínu eliminovalo eventuální výrobní tolerance v konstrukci upnutí. Viz Obr.2.



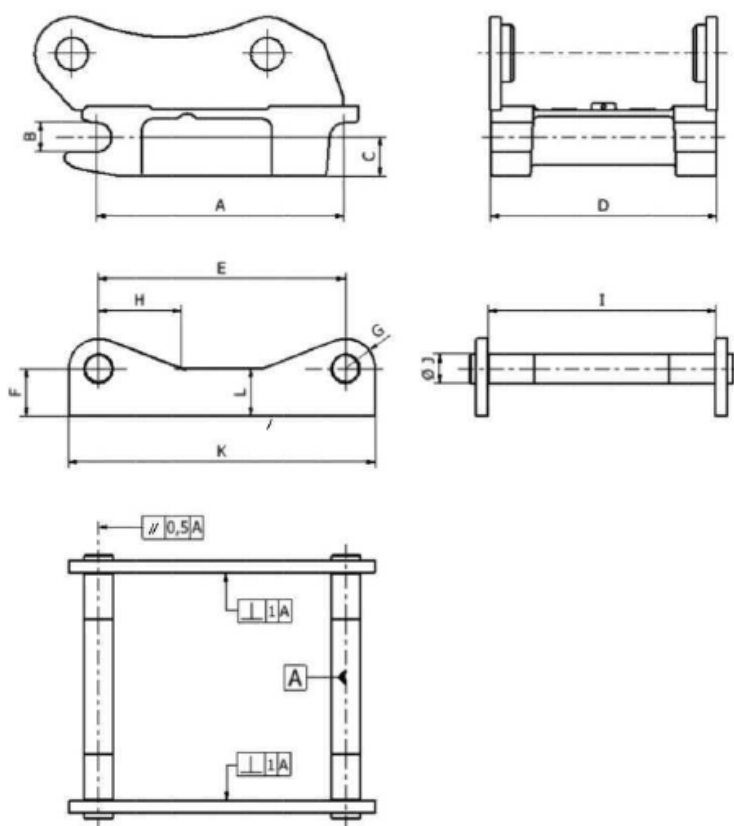
Obr.2 Eliminace tolerancí v zadním upínacím čepu



7. Tabulka zatížení

Velikost rychloupínače	Upevňovací šířka (mm)	Rozteč čepů c-c (mm)	Průměr čepů (mm)	Minimální pozitivní moment (kNm)	Minimální negativní moment (kNm)	Maximální Doporučená hmotnost stroje (t)
S30/150	150	200	30	28	20	2
S30/180	180	230	30	28	20	2
S40	200	300	40	35	23	6
S40/240	240	300	40	40	26	7
S45	290	430	45	65	42	11
S50	270	430	50	65	42	11
S60	340	480	60	150	48	18
S70	450	600	70	300	195	30
S80	590	670	80	600	390	40
S90	750	750	90	1000	650	70
S100	750	900	100	1200	775	85
S120	925	868	120	1600	1000	100

8. Tabulka rozměrů a tolerancí



Rozměry (mm)	S30 /150	S30 /180	S40	S40 /240	S45	S50	S60	S70	S80	S90	S100	S120
A	199,8	229,8	299,8	299,8	429,8	429,8	479,8	599,8	669,8	749,8	899,8	924,8
Tolerance	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2	±0,2
B	Ø 30	Ø 30	Ø 40	Ø 40	Ø 45	Ø 50	Ø 60	Ø 70	Ø 80	Ø 90	Ø 100	Ø 120
Tolerance	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9	H9
C	Max 40	Max 45	Max 50	Max 50	Max 65	Max 65	Max 80	Max 100	Max 115	Max 125	Max 150	Max 200
D	148	178	198	238	288	268	338	448	588	748	748	868
Tolerance	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1
E	200,5	230,5	300,5	300,5	430,5	430,5	480,5	600,5	670,5	750,5	900,5	925,5
Tolerance	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5	±0,5
F	Min 45	Min 50	Min 55	Min 55	Min 70	Min 70	Min 85	Min 115	Min 135	Min 155	Min 175	Min 240
G	Max 30	Max 30	Max 40	Max 40	Max 45	Max 45	Max 60	Max 75	Max 90	Max 110	Max 123	Max 145
H	Max 85	Max 85	Max 100	Max 100	Max 125	Max 125	Max 150	Max 250	Max 250	Max 175	Max 250	Max 250
I	152	182	202	242	292	272	342	452	592	752	752	872
Tolerance	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1	±1
J	30	30	40	40	45	50	60	70	80	90	100	120
Tolerance	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8	f8
K	Max 260	Max 290	Max 380	Max 380	Max 520	Max 520	Max 600	Max 740	Max 830	Max 1000	Max 1150	Max 1250
L	Max 45	Max 50	Max 55	Max 55	Max 70	Max 70	Max 85	Max 115	Max 135	Max 200	Max 250	Max 300

9. Historie revizí

Datum	Popis	Navrhovatel (iniciály)
15. března 2006	Přidány rychloupínače S30/150, S30/180, S90 och S120. Přidána tabulka zatížení.	
28. května 2010	Přidán rychloupínač S100. Upřesněna definice zatížení a eliminace tolerancí. Šířka S120 upravena na 870 mm. Doporučení pro stará upnutí B20/B27 a S1/S2 vypuštěna a přesunuta do samostatného dokumentu.	LP, SS

Stockholm, 28. května 2010

Max Kvickström – předseda
Lännen Tractors AB

Magnus Asking
Götene Construction AB

Niklas Bjuhr
Indexator AB

David Frykman
SMP Parts AB

Lennart Palmcrantz
OilQuick AB

Stefan Stockhaus
Steelwrist AB



Poděkování:

Rád bych chtěl poděkovat firmě Ferrit s.r.o., za zadání praktického tématu. Velmi si vážím možnosti získat praktické zkušenosti a rozvíjet tak svou profesní kariéru. Jmenovitě bych rád poděkoval mému konzultantovi Ing. Josefu Habrňalovi za jeho ochotu, přátelské jednání a čas, který mi věnoval. Dále vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi Ph.D. za odborné vedení, ochotu spolupracovat a dělit se o své cenné rady a připomínky. Vážím si také podpory mých blízkých nejen při psaní mé diplomové práce.